



Universidad Nacional Mayor de San Marcos

Universidad del Perú. Decana de América

Facultad de Ciencias Físicas

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica de

Fluidos

Construcción de cilindros hidráulicos telescópicos

MONOGRAFÍA TÉCNICA

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

Cirilo MORALES ROBLES

Lima, Perú

2005



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Morales, C. (2005). *Construcción de cilindros hidráulicos telescópicos*. Monografía Técnica para optar el título de Ingeniero Mecánico de Fluidos. Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos, Facultad de Ciencias Físicas, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Lima, Perú.

INDICE

	Página
Introducción	
Objetivo	
CAPÍTULO I	
HIDRÁULICA	5
1.1 Conceptos Básicos de la Hidráulica	5
a) Fuerza	5
b) Presión	6
c) Área	6
d) Trabajo	6
e) Potencia	7
1.2 Ley de Pascal	7
1.3 Fluido Oleohidráulico	7
1.4 Viscosidad	8
1.4.1 Índice de Viscosidad	8
1.4.2 Punto de Fluidez	8
1.4.3 Capacidad de Lubricación	8
1.5 Sistema Hidráulico	8
1.6 Transmisión de Potencia	9
1.7 Multiplicación de Fuerza	9
1.8 Desmultiplicación de la distancia recorrida	10
CAPÍTULO II	
ACTUADORES HIDRAULICOS.....	12
2.1 Cilindros Hidráulicos	12
2.1.1 Ventajas de un Cilindro Hidráulico	12
2.2 Tipos de Cilindros	13
2.2.1 Cilindros de efecto simple	13
2.2.2 Cilindro de efecto simple con retroceso por resorte	13
2.2.3 Cilindro de doble efecto	14
a) Cilindros diferenciales	14
b) Cilindros de doble vástago	15
2.2.4 Cilindro telescópico	16
a) Cilindros telescópicos de simple efecto	16
b) Cilindros telescópicos de doble efecto	17
2.3 Componentes de un Cilindro	18

CAPÍTULO III

CONSTRUCCIÓN DE UN CILINDRO TELESCÓPICO	20
3.1 Selección del cilindro	20
3.2 Principios constructivos	20
3.2.1 Construcción por tirantes	21
3.2.2 Construcción redonda	21
3.3 Cálculo del espesor del cilindro	22
a) Esfuerzos longitudinales	23
b) Esfuerzos transversales	24
3.4 Carga crítica	26
3.5 Pandeo	26
3.6 Fórmulas de Euler para columnas largas	26
3.7 Aplicación numérica	33

CAPÍTULO IV

MONTAJE	39
4.1 Indicaciones de montaje del cilindro	39
4.2 Modos de fijación de un cilindro telescópico	40
Conclusiones	43
Recomendaciones	44
Bibliografía	45
Anexos	46
A Sistema Hidráulico de la tolva de un volquete (posición de avance)	47
B Sistema Hidráulico de la tolva de un volquete (posición de elevación)	48
C Propiedades del cilindro	49

INTRODUCCIÓN

En los modernos centros de producción, fabricación, transformación, obras civiles, campos mineros, máquinas de movimiento de tierra y otros, se emplean cada vez más los sistemas hidráulicos como fuente de energía alternativa.

Esta gran cantidad de campos de aplicación de la hidráulica es de suma importancia, ya que la hidráulica permite la creación de fuerzas y movimientos mediante fluidos confinados y sometidos a presión. En este caso los fluidos confinados y sometidos a presión son el medio para la transmisión de la energía.

Las grandes máquinas de movimiento de tierras, como el Tractor, Cargador Frontal, Motóniveladoras, utilizan la hidráulica para los trabajos de Carga, Traslado y Descarga de material. Los Volquetes que trasladan materiales para el proceso de descarga hace uso de cilindros telescópicos para dicho trabajo.

Los movimientos rectilíneos están a cargo de cilindros hidráulicos, que transforman la energía hidráulica en trabajo mecánico. Toda actividad visible en una máquina es realizada por estos elementos, los que deben figurar entre los primeros componentes a considerar en el diseño de una máquina de movimiento de tierra. Existen diferentes alternativas y métodos para plantear, diseñar y construir estos componentes hidráulicos.

El presente trabajo tiene por objetivo dar a conocer la importancia de la hidráulica en el diseño mecánico y construcción de componentes de las maquinarias. En este caso el diseño de un cilindro telescópico de tres cuerpos, que estará incorporado en un volquete.

OBJETIVOS

a) Generales

Aportar información necesaria para la construcción de un Cilindro Hidráulico Telescópico de tres cuerpos para Volquetes de descarga hacia atrás.

b) Específicos

Dar a conocer la forma de selección de las características y dimensiones del cilindro hidráulico telescópico.

Desarrollar las especificaciones técnicas y características generales en la construcción de un cilindro hidráulico.

Desarrollar los cálculos hidráulicos para el diseño y construcción del cilindro.

Describir los componentes que intervienen en un sistema hidráulico.

CAPÍTULO I

HIDRÁULICA

La hidráulica, parte de la mecánica de fluidos, es la ciencia que estudia las características, propiedades de los fluidos, la transmisión de energía, control de fuerzas, movimientos de fluidos por conductos o canales abiertos y conductos confinados sometidos a presión.

La hidráulica, da solución a los problemas en el diseño y construcción de conductos o canales abiertos, presas de embalse, bombas, turbinas, actuadores y prensas.

La rama de la hidráulica que nos concierne solo empezó a usarse a partir del siglo XVII basada en el principio descubierto por el científico francés Pascal, se refiere al empleo de fluidos confinados y sometidos a presión para transmitir energía.

Hagamos una diferencia entre HIDRÁULICA que abarca un sentido más amplio al indicar que trabajan en general con fluidos y la OLEOHIDRAULICA que particularmente trabaja con aceites minerales. En nuestro caso al referirnos en termino de fluido es para indicar que es un aceite.

1.1 CONCEPTOS BÁSICOS DE LA HIDRÁULICA

Es esencial para entender bien la función de los sistemas hidráulicos, conocer algunos conceptos básicos como Fuerza, Presión, Área, Trabajo, Potencia.

- a) FUERZA, es la presión ejercida por el fluido hidráulico sobre el pistón se manifiesta sobre cada unidad de superficie del mismo, como se ilustra en las figuras 1.1 y 1.2

La fuerza total de empuje de un determinado cilindro es igual a la presión manométrica multiplicada por la superficie total del pistón o embolo.

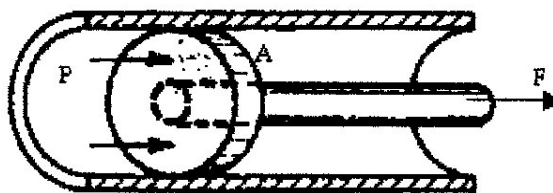


Figura 1.1

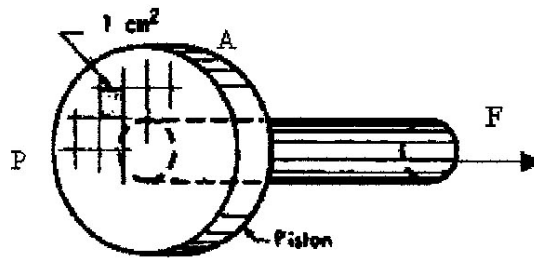


Figura 1.2

$$F = P \times A \dots\dots\dots 1.1$$

F = Fuerza en Kg

P = Presión de servicio en Kg/cm²

A = Superficie del embolo en cm²

- b) **PRESIÓN**, es proporcional a la fuerza e inversamente proporcional a la superficie de contacto del pistón. Los instrumentos con que se mide la presión se llaman manómetros y dan como lectura la presión relativa.

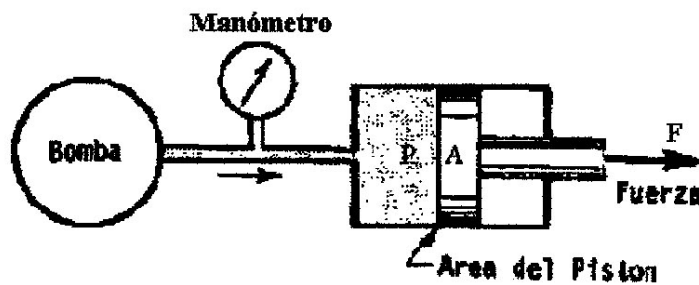


Figura 1.3

$$P = \frac{F}{A} \dots\dots\dots 1.2$$

P = Presión de servicio en Kg/cm²

F = Fuerza en Kg

A = Superficie del embolo en cm²

- c) **ÁREA**, Es el tamaño o medida de la superficie del embolo del cilindro, se puede calcular mediante la formula:

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 = 0.7854 \times D^2 \dots\dots\dots 1.3$$

A = área del embolo en cm²

D = diámetro del pistón en cm

π = 3.1415

- d) **TRABAJO**, es realizado por una fuerza de intensidad constante, cuyo punto de aplicación se desplaza una distancia en la dirección de la fuerza.

$$W = F \times S \dots\dots\dots 1.4$$

W = trabajo en Kg x cm ó Julio (J = N.m)

F = fuerza en Kg

S = distancia desplazada en cm

- e) **POTENCIA**, es el trabajo realizado en la unidad de tiempo. También se define como la velocidad a la que se realiza el trabajo.

$$P_t = \frac{W}{t} \dots\dots\dots 1.5$$

P = potencia en vatios (w = J/s)

W = trabajo Kg x cm ó Julio (J = N.m)

t = Es el tiempo en segundos (s)

1.2 LEY DE PASCAL

El principio precursor de la Oleohidráulica es el principio de Pascal, dice: ***“La presión aplicada a un fluido confinado y en reposo se trasmite sin disminución alguna en todas direcciones y actúa con igual fuerza en todas las superficies de igual área”***.

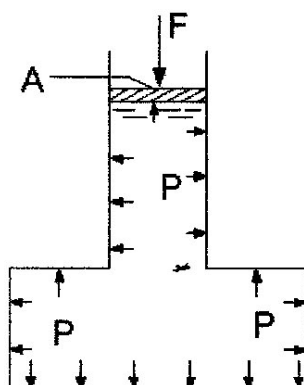


Figura 1.4

El aceite es el fluido más usado en los sistemas hidráulicos porque es prácticamente incompresible, ya que no experimenta una reducción significativa de volumen al verse sometido a presión; a diferencia de los gases que pueden comprimirse.

El aceite tiene la ventaja adicional de servir como lubricante de las piezas móviles, minimizar las fugas, enfriar o disipar calor y transmitir potencia.

1.3 FLUIDO OLEOHIDRÁULICO

El fluido es toda aquella sustancia cuyas moléculas gozan de gran movilidad unas con respecto a otras, de tal manera que estos cuerpos toman espontáneamente la forma del recipiente que los contiene. Al hablar de Fluidos Oleohidráulicos nos referimos que estamos trabajando con aceites.

Las ventajas de la Oleohidráulica:

- Facilita la obtención de grandes fuerzas y torques.
- Exactitud de movimiento y posicionamiento.
- Fácil control y regulación.
- Arranque desde cero con carga máxima.
- Son sistemas autolubricados
- Velocidad variable

Las desventajas de la Oleohidráulica:

- Sensibilidad a la suciedad.
- Contaminación del entorno por fugas de aceite.
- Peligros de explosión y accidentes al trabajar a altas presiones.
- Dependencia de la temperatura, cambios de la viscosidad.
- Altas pérdidas en forma de energía calorífica.

1.4 VISCOSIDAD

La viscosidad es la medida de la resistencia del fluido a la circulación del mismo. Si un fluido circula con facilidad, su viscosidad es baja. También se puede decir que el fluido tiene poca consistencia.

Un fluido que circula con dificultad tiene una viscosidad alta. Es grueso o tiene mucha consistencia.

1.4.1 Índice de Viscosidad

El índice de viscosidad es un número arbitrario que indica el cambio de viscosidad del fluido al variar la temperatura. Un fluido que tenga una viscosidad relativamente estable a temperaturas extremas tiene un índice de viscosidad elevado. Un fluido que sea muy espeso a temperaturas bajas y muy ligero a temperaturas muy elevadas tendrá un índice de viscosidad muy bajo.

1.4.2 Punto de fluidez

Es la temperatura más baja a la que un líquido puede fluir, como regla general, el punto de fluidez debe estar 10 °C por debajo de la temperatura más baja de utilización.

1.4.3 Capacidad de Lubricación

Es deseable que las piezas móviles del sistema hidráulico tengan una holgura suficiente para que puedan deslizarse sobre una película de fluido. Esta condición se le llama lubricación completa.

1.5 SISTEMA HIDRÁULICO

Los sistemas hidráulicos, es el conjunto de elementos que interviene en el funcionamiento y hacen posible que realice un trabajo el cilindro, también se le conoce como un circuito hidráulico.

En un cilindro hidráulico, el motor proporciona una determinada energía mecánica a una bomba, y esta, según la energía que recibe, suministra una determinada energía hidráulica, la cual se transfiere mediante un fluido hidráulico, bajo forma de caudal y presión, a un pistón donde se vuelve a transformar en la energía mecánica necesaria para conseguir que el vástago realice un trabajo.

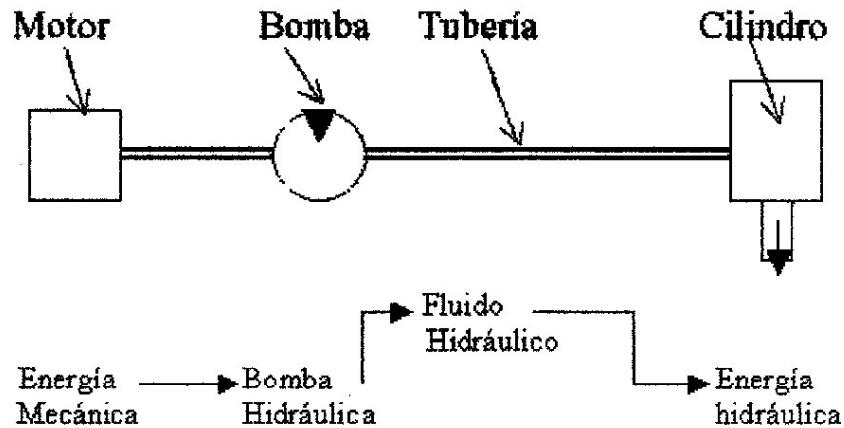


Figura 1.5 Sistema hidráulico

1.6 TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La figura 1.6, muestra el principio en el cual esta basada la transmisión de potencia en los sistemas hidráulicos. Una fuerza mecánica, trabajo o potencia es aplicado en el pistón A. La presión interna desarrollada en el fluido ejerciendo una fuerza de empuje en el pistón B.

Según la ley de Pascal la presión desarrollada en el fluido es igual en todos los puntos por lo que la fuerza desarrollada en el pistón B es igual a la fuerza ejercida en el fluido por el pistón A, asumiendo que los diámetros de A y B son iguales.



Figura 1.6

Se cumple la Ley fundamental de la física de conservación de la energía que dice, la energía no puede crearse ni destruirse, solo transformarse.

1.7 MULTIPLICACION DE FUERZA

La presión es la misma en cualquier punto del sistema cerrado, independiente de la forma del recipiente. Como la fuerza es proporcional a la presión y al área

La fuerza más pequeña del émbolo (F_1) puede ser transformada en una fuerza mayor (F_2) ampliando la superficie del émbolo de trabajo. Como se muestra en la figura 1.7

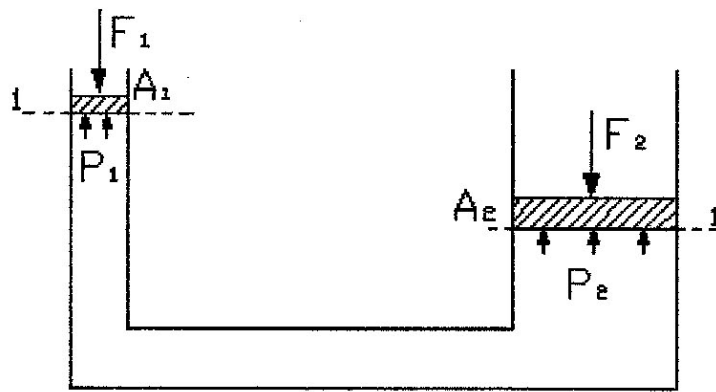


Figura 1.7

Para calcular la presión se recurre a la siguiente ecuación:

$$P_1 = F_1 / A_1$$

$$P_2 = F_2 / A_2$$

El sistema se encuentra en equilibrio entonces se cumple:

$$P_1 = P_2$$

Aplicando las dos ecuaciones, se obtiene lo siguiente:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \dots\dots\dots 1.7$$

1.8 DESMULTIPLICACIÓN DE LA DISTANCIA RECORRIDA

El pistón grande se mueve solamente por la acción del líquido desplazado por el pistón pequeño del nivel 1 al 2, lo que hace que la distancia que recorre cada pistón sea inversamente proporcional a la superficie.

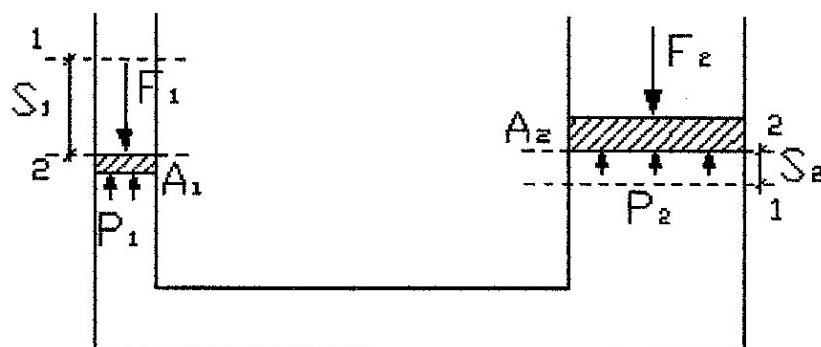


Figura 1.8

El volumen desplazado es:

$$V_1 = S_1 \cdot A_1$$

$$V_2 = S_2 \cdot A_2$$

Tratándose del mismo volumen desplazado ($V_1 = V_2$) se obtiene la siguiente ecuación

$$S_1 \cdot A_1 = S_2 \cdot A_2$$

$$\frac{S_1}{A_2} = \frac{S_2}{A_1} \dots\dots\dots 1.8$$

El embolo más pequeño recorre una mayor distancia, mientras que el embolo mayor una menor distancia.

$$S_1 > S_2$$

CAPÍTULO II

ACTUADORES HIDRÁULICOS

Los actuadores hidráulicos son elementos de trabajo que convierten la energía hidráulica en energía mecánica. Toda actividad visible en una máquina es realizada por este elemento.

Los actuadores hidráulicos pueden ser divididos básicamente en dos tipos: accionamiento lineal y rotativo.

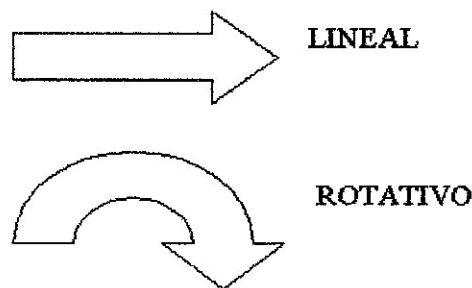


Figura 2.1

2.1 CILINDROS HIDRÁULICOS

Los cilindros hidráulicos transforman la energía hidráulica disponible en energía mecánica. Producen movimientos rectilíneos como consecuencia de la presión ejercida sobre la superficie del émbolo móvil.

2.1.1 Ventajas de un Cilindro Hidráulico

- Es sencillo su montaje, fácilmente de ubicar para el constructor y su operación no es complicada.
- La fuerza del cilindro permanece constante desde el comienzo hasta el final de la carrera.
- La velocidad del pistón, que depende del caudal introducido y de la superficie, también permanece constante a lo largo de toda la longitud de carrera.
- Un cilindro puede producir fuerzas de compresión o de tracción.
- Al no haber conversión de movimiento rotatorio en movimiento lineal, el accionamiento del cilindro posee buen rendimiento.
- El dimensionamiento de cilindros hidráulico permite construir accionamientos de gran potencia con cotas reducidas de montaje.

2.2 TIPOS DE CILINDROS

De acuerdo con su efecto los cilindros hidráulicos se dividen en:

- Cilindros de efecto simple
- Cilindro de efecto simple con retroceso por resorte
- Cilindros de efecto doble
- Cilindros telescópicos de efecto simple y doble

2.2.1 Cilindros de efecto simple

Los cilindros de efecto simple solamente pueden entregar su fuerza en un sentido. Reciben solamente por una de las caras el caudal que proviene de la bomba, es decir, tiene una sola conexión de fluido para mover el pistón.

El retroceso del pistón solo se puede llevar a cabo mediante un resorte, por peso propio del pistón o por efecto de una fuerza externa. Básicamente los cilindros de efectos simple tienen una superficie efectiva.

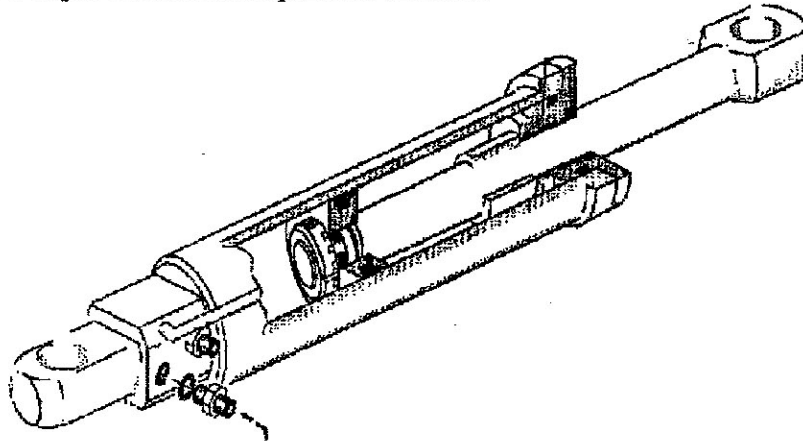


Figura 2.2 Cilindro de efecto simple

2.2.2 Cilindro de efecto simple con retroceso por resorte

Los cilindros con retroceso por resortes se emplean allí donde falta la fuerza externa de retro posicionamiento. Los resortes de retro posicionamiento se pueden disponer en el interior del cilindro. Dado que los resortes sólo pueden recorrer carreras y generar fuerzas limitadas, estos se emplean especialmente en “cilindros pequeños”.

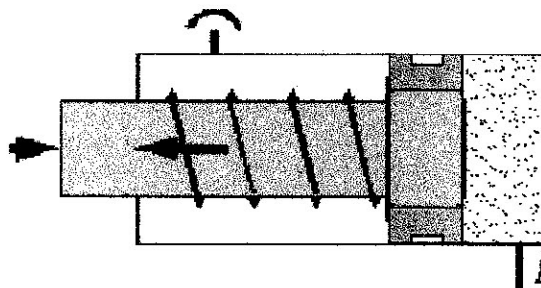


Figura 2.3 Cilindros de presión de efecto simple con resorte interno

La salida del vástago se logra cargando la superficie efectiva del pistón con presión de servicio a través de la conexión "A". El movimiento de entrada del vástago se realiza por medio del resorte de retroceso.

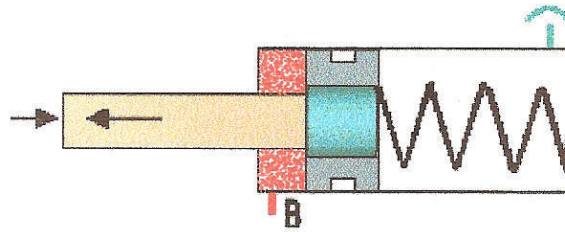


Figura 2.4 Cilindros de tracción de efecto simple con resorte interno

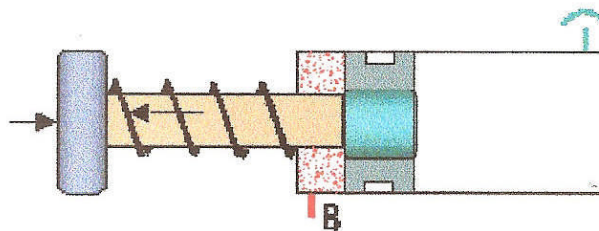


Figura 2.5 Cilindros de tracción de efecto simple con resorte externo

En la figura 2.4 y 2.5, el fluido ingresa por la conexión "B" con presión de servicio, a la superficie anular efectiva, y se logra la entrada del vástago. El movimiento de salida se realiza por medio del resorte de posicionamiento.

2.2.3 Cilindro de doble efecto

Los cilindros de doble efecto poseen dos superficies de diferentes áreas. Disponen de dos conexiones de tuberías independientes entre sí. Mediante alimentación de un medio de presión a través de las conexiones "A" o "B" el pistón puede transmitir fuerzas de tracción o de compresión en ambos sentidos de carrera. Este tipo de cilindro se emplea en prácticamente todos los campos de aplicación.

Los cilindros de efecto doble se subdividen en:

- cilindros diferenciales y
- cilindros de doble vástago.

a) Cilindros Diferenciales

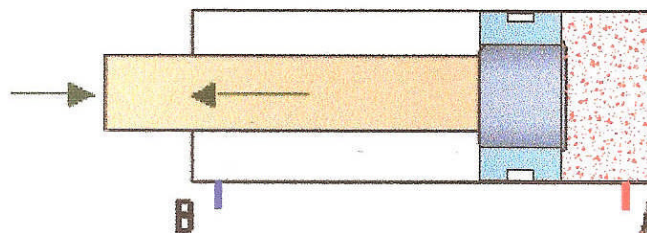


Figura 2.6

En la mayoría de los casos de aplicación los cilindros se realizan con un solo vástago. Los cilindros diferenciales poseen un pistón, el cual está unido fijamente a un vástago de diámetro menor. El nombre de cilindro diferencial se deriva de las superficies efectivas de distinto tamaño (diferentes). La relación de superficies entre superficie del pistón y superficie anular se denomina factor ϕ . La fuerza máxima transmisible depende para el movimiento de salida de la superficie del pistón y para el movimiento de entrada, de la superficie anular y de la presión de servicio máxima admisible. Es decir, que a igual presión de servicio la fuerza de salida es mayor en el factor ϕ a la fuerza de entrada. Las cámaras a llenar en cada caso, dada la carrera, son iguales en longitud, pero distintas en su volumen dadas las diferencias entre superficie del émbolo y superficie anular. Por ello las velocidades de carrera se comportan de modo inverso a las superficies.

Es decir:

Gran superficie \rightarrow marcha lenta

Pequeña superficie \rightarrow marcha rápida

$$\phi = A_3 / A_2$$

A_1 = Es área del vástago

A_2 = Es área de la sección anular ($A_2 = A_3 - A_1$)

A_3 = Es área del pistón

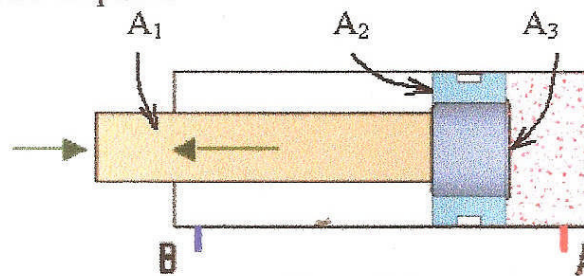


Figura 2.7

b) Cilindros de Doble Vástago

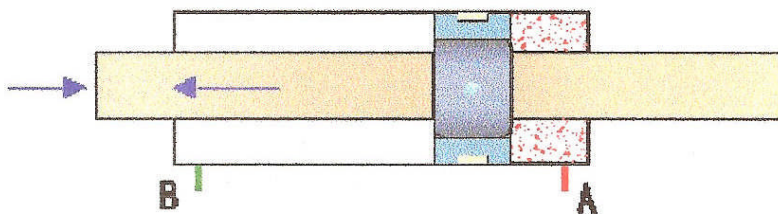


Figura 2.8

Los cilindros de doble vástago poseen un pistón, el cual está unido fijamente a dos vástagos de diámetro menor.

La fuerza máxima trasmisible en ambas direcciones depende de las superficies anulares de igual tamaño y de la presión de servicio máxima. Es decir, que a igual presión de servicio las fuerzas en ambos sentidos son iguales. Dado que las superficies y las longitudes de carrera son idénticas de ambos lados,

también lo son las cámaras a llenar. De allí resulta que las velocidades también son iguales.

2.2.4 Cilindro Telescópico

Se trata de una construcción especial, pudiendo alcanzar una gran carrera utilizando un reducido espacio para su montaje.

Los cilindros telescópicos se diferencian de los cilindros normales por su menor longitud de montaje al estar retraídos, con respecto a cilindros “normales” con carrera comparable. Como consecuencia de los vástagos que se encajan, la cota de montaje es igual a la longitud total de carrera dividida por la cantidad de etapas más la cota de carrera nula (espesor de base, longitudes de guías, anchos de estancamiento, fijación). Ello quiere decir que la longitud de montaje es sólo un poco más grande que la de una etapa. La longitud del cilindro telescópico retraído normalmente se encuentra entre la mitad y un cuarto de su longitud de carrera. En función de su cota de montaje estos cilindros se realizan de dos, tres, cuatro o cinco niveles. Se emplean cilindros telescópicos en ascensores hidráulicos, plataformas basculantes, vehículos utilitarios, plataformas elevadoras, construcción de antenas, etc. Los cilindros telescópicos se subdividen en:

a) Cilindros Telescópicos de Simple Efecto

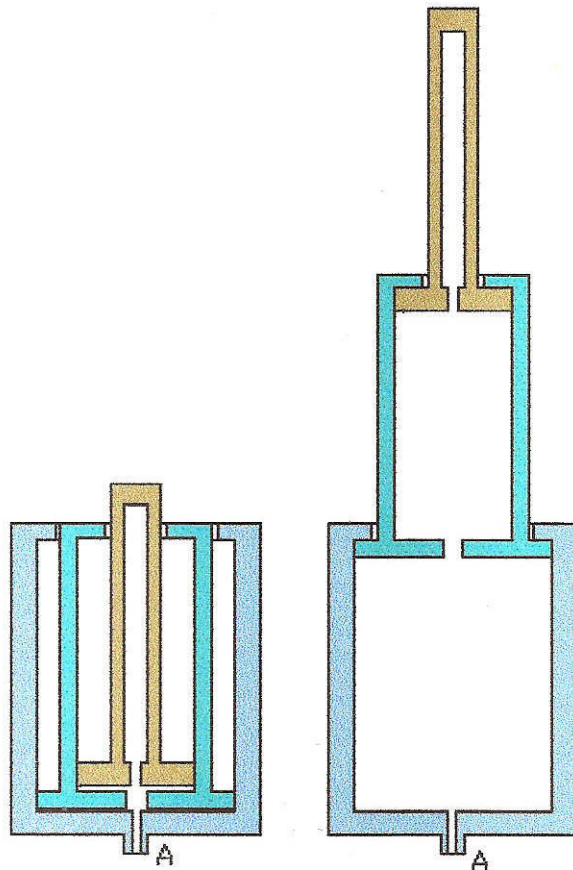


Figura 2.9 Cilindro Telescópico de Simple Efecto

Si los pistones se cargan a través de conexión "A", salen uno tras otro. La presión se rige por la magnitud de la carga y por la superficie efectiva. Consecuentemente, el pistón con la superficie efectiva mayor sale primero.

A presión y caudal constante comienza el movimiento de salida con la fuerza más grande y a baja velocidad y finaliza con la fuerza más pequeña y a velocidad elevada.

La fuerza de carrera a emplear debe estar dimensionada para la superficie efectiva más pequeña del pistón.

En el cilindro telescópico de efecto simple el orden del movimiento de entrada es inverso como consecuencia de la carga externa. Ello quiere decir que el pistón con la menor superficie se retraerá primero a la posición final.

b) Cilindro Telescópico de Doble Efecto

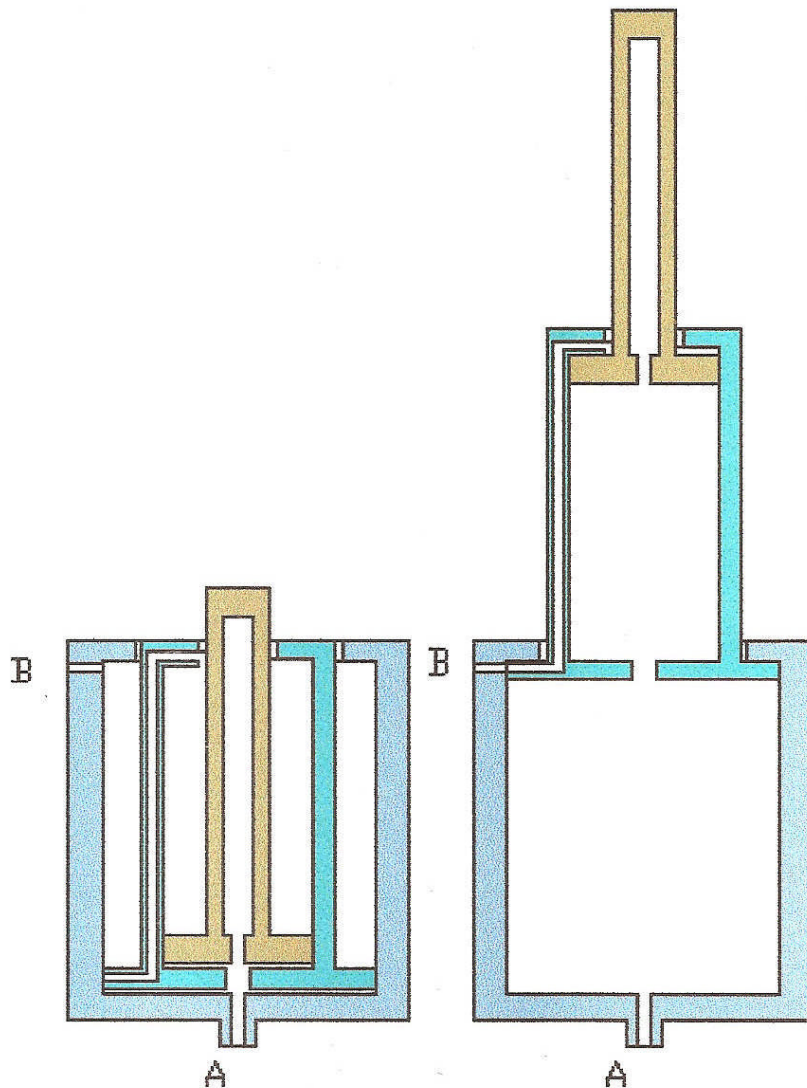


Figura 2.10 Cilindro Telescópico de Doble Efecto.

En los cilindros telescópicos de doble efecto la salida se produce del mismo modo que en los cilindros telescópicos de simple efecto.

El orden del movimiento de entrada de las distintas etapas se rige por el tamaño de la superficie anular y de la carga externa. Aquí, al ser cargado con presión a través de la conexión "B", el pistón con la mayor superficie anular marcha primero a la posición final.

Los cilindros telescópicos de doble efecto también se puede realizar como cilindros telescópicos de doble vástago. En esta versión las distintas etapas salen o entran simultáneamente.

2.3 COMPONENTES DE UN CILINDRO

Un cilindro consiste básicamente de un cuerpo cilíndrico, cerrado por los extremos, un pistón móvil y vástago unido al pistón o émbolo. En el extremo del cilindro opuesto al vástago hay un puerto de entrada, por el cual entra el fluido al cilindro. En el otro extremo se tiene una segunda conexión que permite la entrada o salida del fluido, al que llamaremos respiradero o descarga al tanque.

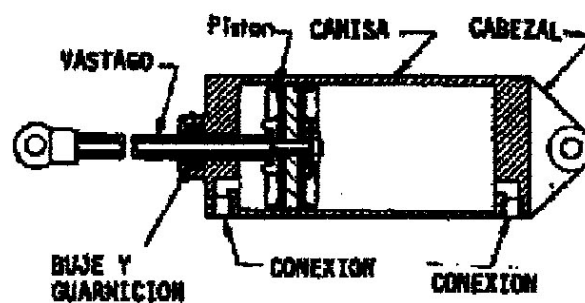


Figura 2.11: Cilindro de Doble Acción

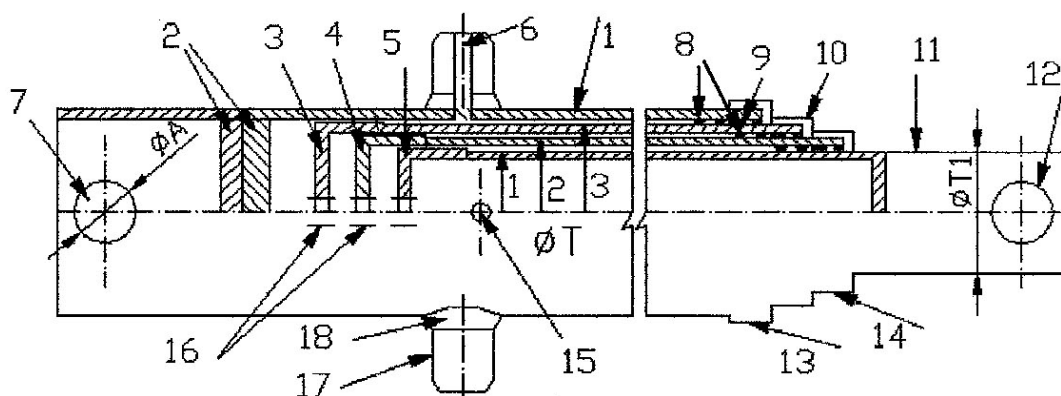


Figura 2.12 Partes de un Cilindro Telescópico de Simple Efecto

Partes básicos y su denominación de un cilindro telescópico efecto simple:

1. Cilindro mayor o madre
2. Placa de la base del cilindro mayor
3. Pistón o Embolo del cilindro 3
4. Pistón o Embolo del cilindro 2
5. Pistón o Embolo del cilindro 1 (vástago)
6. Orificio de la tubería de conexión
7. Ojo de articulación en la base del cilindro
8. Tope superior de salida de los cilindros
9. Juntas y Reten del cilindro mayor
10. Tapa de rosca con retenes o collarín del cilindro 3
11. Vástago
12. Ojo de articulación del vástago ó cilindro menor
13. Tapa de rosca con retenes o collarín del cilindro madre
14. Tapa de rosca con retenes o collarín del cilindro 2
15. Orificios de rápida evacuación de fluido de los cilindros internos
16. Orificios del embolo o pistón
17. Tubería de conexión
18. Base de la tubería de conexión

CAPÍTULO III

CONSTRUCCIÓN DE UN CILINDRO TELESCOPICO

Se construirá un cilindro telescópico de tres cuerpos, que se colocará en un volquete cuya capacidad de carga ha de ser de 10 toneladas. Los cilindros estarán constituidos de acero del tipo St 42 – 1 según norma DIN 17100.

Se contará con una bomba que tiene una presión de servicio de 160 bar.

Cromado exterior de los cilindros de 25u (micras)

3.1 SELECCIÓN DEL CILINDRO

La siguiente lista indica los aspectos más importantes para la selección de un cilindro:

1. Fuerza requerida
2. Presión de trabajo
3. Carrera del cilindro
4. Velocidad máxima del pistón
5. Fluido de trabajo
6. Temperatura mínima y máxima que deberán soportar las juntas
7. Tipo de montaje
8. Diámetro interior cilindro.
9. Diámetro vástago mínimo para soportar el pandeo
10. Distanciador si/no
11. Rosca del extremo vástago
12. Compatibilidad de las juntas con el fluido, temperatura y velocidad requeridos
13. Amortiguación si/no.
14. Compatibilidad de tamaño conexiones con velocidad requerida
15. Posición de conexiones, purgas y amortiguación
16. Accesorios necesarios
17. Aspectos opcionales como fuelles, drenaje
18. Ambiente habitual de trabajo

3.2 PRINCIPIOS CONSTRUCTIVOS

La construcción de un cilindro hidráulico depende en gran medida del caso de aplicación; por ejemplo: en máquinas herramientas, máquinas de trabajo móviles, hidroeléctricas, industria de acero y siderurgia o en otros casos de aplicación.

Para cada caso específico se han ido desarrollando principios adecuados de construcción. En base al cilindro diferencial de efecto simple o doble que se utiliza con mayor frecuencia, representaremos los principios constructivos más usuales.

Básicamente se diferencian dos tipos constructivos:

- Construcción por Tirantes y
- Construcción Redonda.

3.2.1 Construcción por Tirantes

En los cilindros de tirantes la cabeza del cilindro, el tubo del cilindro y la base del cilindro están unidas firmemente mediante barras de tracción (tirantes). Los cilindros de tirantes se caracterizan por su construcción especialmente compacta.

Dada la construcción compacta que ahorra espacio, se emplean especialmente en la industria de máquinas herramienta y en instalaciones de fabricación en la industria automotriz, como por ejemplo, centros de maquinado:

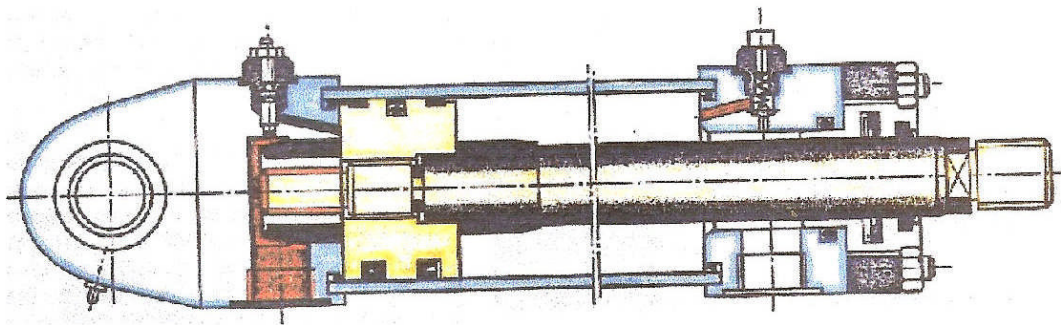


Figura 3.1 Cilindro Hidráulico en construcción por tirantes con ojo articulado en la base del cilindro.

Características:

- Cabeza y base del cilindro unidas mediante tirantes al tubo del cilindro
- Buje guía roscado a la cabeza del cilindro
- Juntas en versión de anillo deslizante y collarín
- Sin amortiguación bilateral de fin de carrera, bujes amortiguadores con soporte de flotación
- Válvula estranguladora y antirretorno de ambos lados
- Purgado de serie en la cabeza y en la base.

3.2.2 Construcción Redonda

En los cilindros hidráulicos de construcción redonda la cabeza del cilindro, el tubo del cilindro y la base del cilindro están firmemente unidos mediante tornillos, soldaduras o anillos de retención.

Dado su montaje robusto los cilindros hidráulicos de construcción redonda resultan adecuados también para ser empleados bajo condiciones extremas de operación.

Los campos de aplicación de los cilindros hidráulicos de construcción redonda son la construcción general de máquina, máquinas de movimiento de tierras, camiones, volquetes, fábricas de laminación, fábricas siderúrgicas, hidroeléctricas, astilleros.

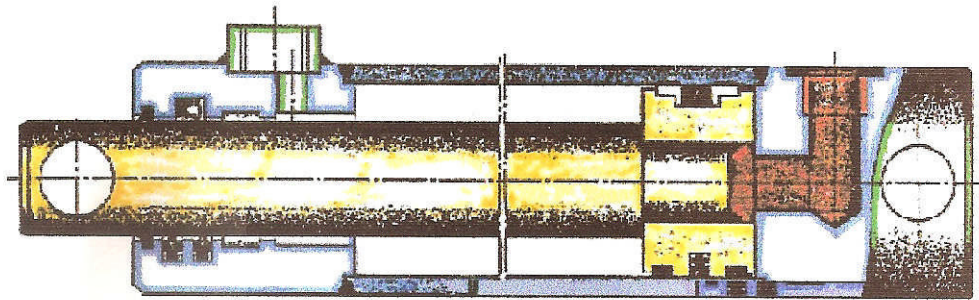


Figura 3.2 Cilindro Hidráulico en Construcción Redonda con ojo articulado en la base y el vástago.

Características:

- Cabeza y base del cilindro soldadas al tubo del cilindro
- Guía de vástago mediante banda guía
- Versión de juntas: Junta compacta / collarín o retenes frontales
- Sin amortiguación del fin de curso

3.3 CÁLCULO DEL ESPESOR DEL CILINDRO

El espesor del cilindro, se diseña de tal forma que resista las máximas presiones de trabajo que se presentan, durante su vida útil en el circuito hidráulico. El método a usar para nuestro problema será el de pared delgada.

Para el cálculo del espesor del cilindro, se realizara por el concepto de pared delgada cuya condición es:

$$e < D/10$$

e = Espesor del Cilindro (mm)

D_m = Diámetro medio del Cilindro (mm)

Por resistencia de materiales se sabe que los fluidos confinados producen esfuerzos de tensión en el material.

En general los esfuerzos son de dos tipos:

- Esfuerzos longitudinales
- Esfuerzos transversales

a) Esfuerzos Longitudinales (σ_L)

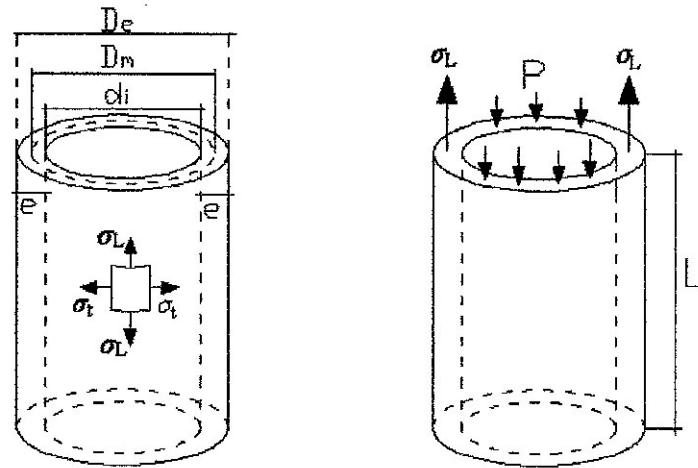


Figura 3.3 Distribución de esfuerzos en un cilindro

D_m = diámetro medio (cm)
 D_e = diámetro exterior (cm)
 d_i = diámetro interior (cm)
 e = espesor (mm)

La fuerza resultante que actúa en el cilindro es:

$$F_r = PA$$

$$A = \frac{\pi D_m^2}{4}$$

$$F_r = P \left(\frac{\pi D_m^2}{4} \right)$$

F_r = fuerza resultante (kg)

P = presión (kg/cm²)

D_m = diámetro medio (cm)

A = área (cm²)

π = 3.1415

Esfuerzo longitudinal:

$$\sigma_L = \frac{F_r}{A_w} \dots\dots\dots 3.1$$

Área transversal del cilindro:

$$A_w = \pi D_m e$$

Reemplazando en la ecuación de esfuerzo:

$$\sigma_L = \frac{P \left(\frac{\pi D_m^2}{4} \right)}{\pi e D_m}$$

Despejando e:

$$e = \frac{P D_m}{4 \sigma_L} \dots\dots\dots 3.2$$

σ_L = Esfuerzo longitudinal (kg/cm²)
 P = Es la presión (kg/cm²)
 D_m = Es el diámetro interno (cm)
 e = Espesor del cilindro (cm ó mm)

b) Esfuerzos Transversales (σ_t)

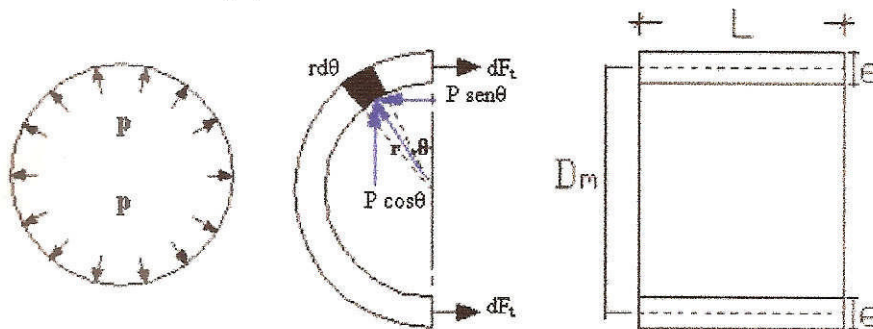


Figura 3.4 Diagrama de fuerzas en el cilindro

Esfuerzo de tracción:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_w} \dots\dots\dots 3.3$$

se sabe que:

$$F = PA$$

$$dF_t = PdA$$

De la figura 3.4, del diagrama de fuerza reemplazando en la ecuación

$$2dF_t = Pr L \sin\theta d\theta$$

Integrando

$$2F_t = \int_0^\pi Pr L \sin\theta d\theta$$

$$2F_t = Pr L (-\cos\theta)_0^\pi$$

$$F_t = PrL$$

Donde: $A_w = e L$,

$$r = D_m / 2,$$

Reemplazando en la ecuación 3.3

$$\sigma_t = \frac{PrL}{eL}$$

$$\sigma_t = \frac{PD_m}{2e}$$

$$e = \frac{PD_m}{2\sigma_t} \dots\dots\dots 3.4$$

σ_t = esfuerzo de tracción (kg/cm²)

P = presión (kg/cm²)

D_m = diámetro medio (cm)

e = espesor del cilindro (cm ó mm)

Los esfuerzos transversales son mayores que los esfuerzos longitudinales y por lo tanto es suficiente diseñar una tubería considerando los esfuerzos transversales solamente.

Tabla 3.1: Especificaciones del Acero¹

Especificación DIN 17100	Esfuerzo Tracción (kg/mm ²)	Esfuerzo Fluencia (kg/mm ²)	Esfuerzo Fluencia de Diseño (kg/mm ²)	Esfuerzo Tracción de Diseño (kg/mm ²)
St 37 – 1	37	21	7.00	12.34
St 42 – 1	42	24	8.00	13.67
St 50 – 1	50	35	11.67	19

Tabla 3.2: Espesores Comerciales

e (mm)	3.17	4.76	6.35	7.93	9.52	12.7	15.87
e (pulg.)	1/8"	3/16"	1/4"	5/16"	3/8"	1/2"	5/8"

Tabla 3.3: Dimensiones y Características de Tuberías de Aceros²

Diámetro interior pulg.	Diámetro interior mm	Diámetro exterior mín.	Diámetro exterior máx.	Espesor mm (*)
3"	77	87	90	5.0
				5.5
				6.0
				6.3
3 ½"	89	99	102	5.0
				5.5
				6.0
				6.3
3 ¾"	96	106	109	5.0
				5.5
				6.0
				6.3
4"	102	112	115	5.0
				5.5
				6.0
				6.3
4 ½"	115	125	128	5.0
				5.5
				6.0
				6.3
5"	127	138	143	5.5
				6.0
				6.3
				8.0

¹ La tabla se encuentra en: HAMM, G. y BURK, G. 1995. Tablas Técnicas del Automóvil. 14ª edición. Boom; Cooperación Técnica Alemana, pág.158

² La tabla se encuentra en el mismo libro en la pág. 195

5 ¼"	134	145	150	5.5
				6.0
				6.3
				8.0
5 ½"	140	151	156	5.5
				6.0
				6.3
				8.0

(*) El tamaño del espesor va desde un valor mínimo hasta un valor máximo y también se indican las medidas recomendadas que toma el espesor al ser maquinados.

3.4 CARGA CRÍTICA

Siempre que se diseña un cilindro, es necesario que satisfaga requisitos específicos de resistencia, deflexión y estabilidad. Los cilindros sometidos a cargas de compresión y si estos cilindros son largos y esbeltos la carga puede ser suficientemente grande como para ocasionar la deflexión lateral. Para ser específicos los cilindros largos sometidos a una fuerza de compresión axial se llaman **columnas** y a la deflexión lateral que sufren se llama **pandeo**. Con suma frecuencia el pandeo de un cilindro puede conducir a una repentina y dramática falla del mecanismo y, por tanto, debe presentarse una especial atención al diseño del cilindro, de modo que sean capaces de soportar con seguridad sus cargas sin pandearse.

3.5 PANDEO

El pandeo se produce a consecuencia de la flexión que sufre el cilindro provocada por una compresión lateral. Como el cilindro trabaja a compresión, es necesario comprobar su comportamiento respecto a las fuerzas exteriores y ver si las condiciones de estabilidad al pandeo están garantizadas. De lo contrario puede conducir a una repentina y dramática falla de una estructura o mecanismo.

Por resistencia de materiales sabemos que cuando una estructura larga y delgada (caso de un cilindro) esta sometido a esfuerzos de compresión excesivo para su estructura pueden ocasionar deformaciones capaces de obligarla a ceder, encorvándose, y finalmente de provocar su rotura. La rotura ocurre no por efecto de la presión hidráulica sino por la acción mecánica de la fuerza exterior que el cilindro debe vencer; si ésta va más allá de lo tolerado por el cilindro, éste pandea.

Por consiguiente la longitud, entre apoyo y punto de aplicación, de los cilindros que trabajan a compresión es notable, ocurriendo que el vástago es el componente más propenso a encorvarse, cuya sección de área es pequeña relativamente a su longitud, y admitiendo la posibilidad de flexar y siendo la parte más débil del cilindro, ha de comprobarse su resistencia al objeto de que no se origine pandeo.

3.6 FÓRMULA DE EULER PARA COLUMNAS LARGAS

Para determinar la carga crítica y la forma pandeada del cilindro se aplica la siguiente ecuación diferencial, la cual relaciona el momento interno en el cilindro con su forma deflexionada, esto es:

$$EI \frac{d^2 v}{dx^2} = M \dots\dots\dots 3.5$$

E = módulo de elasticidad del material

I = momento de inercia de la sección transversal del cilindro

M = momento interno del cilindro

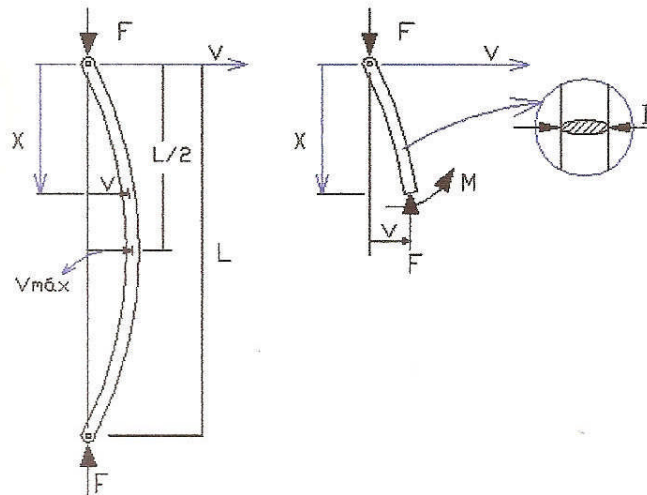


Figura 3.5 Cilindro de extremos articulado

Se considerará el diagrama de cuerpo libre de la figura 3.5 donde la deflexión v como el momento interno M se muestra en la dirección positiva de acuerdo con la convención de signos. Se tiene que el momento interno es $M = -Fv$. la ecuación 3.5 se transforma en:

$$EI \frac{d^2 v}{dx^2} = -Fv$$

$$\frac{d^2 v}{dx^2} + \left(\frac{F}{EI} \right) v = 0 \dots\dots\dots 3.6$$

Esta es una ecuación diferencial de segundo grado homogénea con coeficientes constantes. Mediante los métodos de las ecuaciones diferenciales se tiene que la solución general es:

$$v = C_1 \operatorname{sen} \left(\sqrt{\frac{F}{EI}} x \right) + C_2 \cos \left(\sqrt{\frac{F}{EI}} x \right) \dots\dots\dots 3.7$$

las dos constantes de integración se determinan a partir de las condiciones de frontera en los extremos del cilindro.

Como $v = 0$ en $x = 0$, entonces $C_2 = 0$

Como $v = 0$ en $x = L$, entonces:

$$C_1 \operatorname{sen} \left(\sqrt{\frac{F}{EI}} L \right) = 0$$

Esta ecuación se satisface cuando $C_1 = 0$; sin embargo en tal caso $v = 0$, lo cual es una solución trivial que requiere que la columna siempre permanezca recta, aun cuando la carga ocasione que la columna se vuelva inestable. La otra posibilidad es que:

$$\text{sen}\left(\sqrt{\frac{F}{EI}}L\right) = 0$$

la cual satisface cuando

$$\sqrt{\frac{F}{EI}}L = n\pi \quad \dots\dots\dots 3.8$$

$$n = 1, 2, 3, \dots$$

El valor mínimo de F se obtiene cuando $n = 1$, de modo que la carga critica para el cilindro es, por consiguiente:

$$F = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad \dots\dots\dots 3.9$$

- F = Carga critica total mas allá de la cual se producirá la pandeo, en Kg.
- E = Módulo de elasticidad del acero ($20.4 \times 10^5 \text{ Kg/cm}^2$)
- L = Longitud de pandeo, en cm
- I = $(\pi D^4)/64 \text{ cm}^4$, Momento de inercia para sección transversal circular³
- $\pi = 3.1415$
- D = Diámetro del cilindro, en cm

Debe notarse que la carga critica es independiente de la resistencia de materiales; mas bien, depende solo de las dimensiones del cilindro (I y L) y la rigidez o módulos de elasticidad E del material. La capacidad de carga de un cilindro aumentara al incrementarse el momento de inercia de la sección transversal. Por tanto las columnas eficientes se diseñan de tal manera que la mayor parte de su área transversal quede lo mas alejado posible de los ejes centroidales principales de la sección. Esta es la razón por las secciones huecas tales como las secciones tubulares son mas económicas que las sólidas.

Longitud efectiva L_e . La ecuación 3.5 se desarrollo para el **Caso 2** de una columna con extremos articulados, por tanto es claro que, $L_e = L$, el desarrollo para el **Caso 1** de un extremo fijo y otro libre la $L_e = 2L$, en el **Caso 3** de un extremo articulado y otro fijo $L_e = \sqrt{1/2}$ y en el caso de ambos extremos fijos $L_e = 0.5L$

En muchos códigos de diseño en vez de especificar la longitud efectiva del cilindro en la fórmula, se emplea un coeficiente adimensional K llamado **factor de longitud efectiva**. se define como: $L_e = K L$

³ Más información en: MOTT, ROBERT L. 1996. Resistencia de Materiales Aplicadas. 3^{ra} edición. México Editorial Prentice Hall Hispanoamérica S.A.

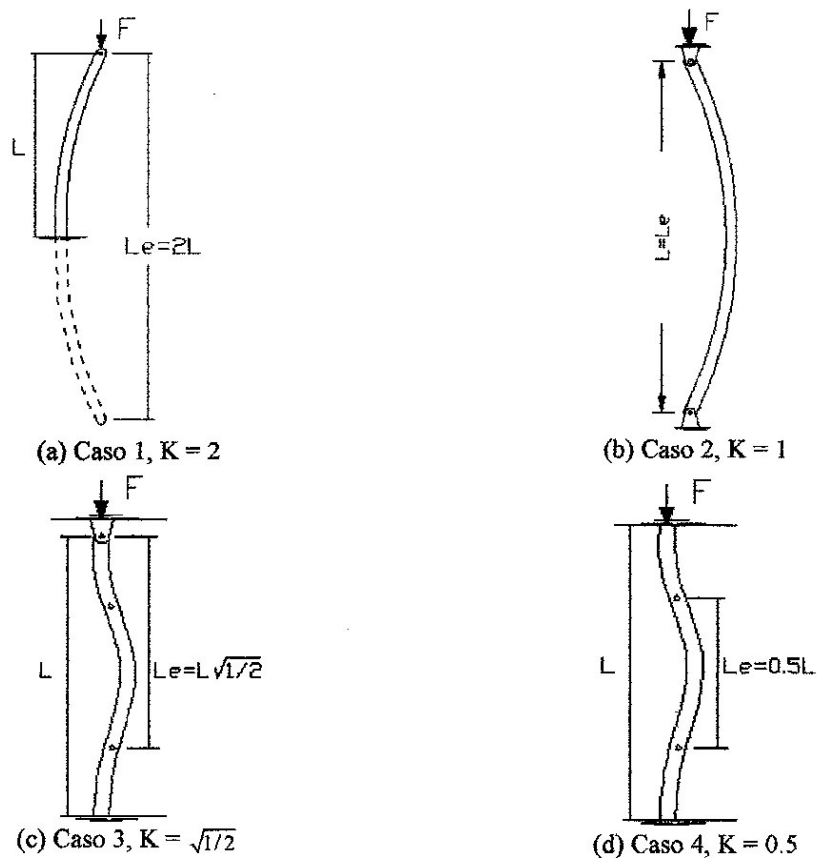


Figura 3.6 los cuatro casos de fijación según Euler

De la ecuación 3.9 se obtiene la fórmula general de Euler se puede describir como:

$$F = \frac{\pi^2 EI}{n(KL)^2} \dots\dots\dots 3.10$$

- F = carga crítica total mas allá de la cual se producirá pandeo, en Kg
- E = módulo de elasticidad del acero ($20.4 \times 10^5 \text{ Kg/cm}^2$)
- L = longitud real entre apoyos
- K = factor de longitud efectiva, depende de la forma de fijación del cilindro
- n = coeficiente de seguridad
- I = $(\pi D^4)/64 \text{ cm}^4$, momento de inercia mínimo del cilindro (ver anexo E)
- π = 3.1415
- D = Diámetro del cilindro, en cm

Para fines de diseño, la ecuación 3.10 puede también escribirse en una forma más útil sustituyendo $I = A r^2$, de donde A es el área de la sección transversal y r es el **radio de giro** de la sección transversal, por tanto:

$$F = \frac{\pi^2 E (A r^2)}{n(KL)^2}$$

$$\left(\frac{F}{A} \right)_{cr} = \frac{\pi^2 E}{n(KL/r)^2} \dots\dots\dots 3.11$$

$$\sigma_{cr} = \left(\frac{F}{A} \right)_{cr} = \frac{\pi^2 E}{n(KL/r)^2} \dots\dots\dots 3.12$$

- σ_{cr} = esfuerzo crítico (kg/cm²)
 E = módulo de elasticidad del material (kg/cm²)
 L = longitud real entre apoyos (cm)
 r = radio de giro del cilindro (cm)
 K = factor de longitud efectiva
 n = coeficiente de seguridad.

La razón geométrica (L_e/r) se conoce como **relación de esbeltez**

- L_e = longitud efectiva
 r = radio de giro mínimo del cilindro, determinado por $r = \sqrt{I/A}$, donde I es el momento de inercia de la sección transversal del cilindro y A es el área de la sección transversal de esta.

En el caso del acero, si $(KL/r)_{ac} \geq 89$, puede usarse la fórmula de Euler para determinar la carga de pandeo, puesto que el esfuerzo en el cilindro permanece elástico. Por otra parte, si $(KL/r)_{ac} \leq 89$, el esfuerzo en el cilindro excederá el esfuerzo de fluencia antes de que pueda ocurrir el pandeo y, por consiguiente, la fórmula de Euler no es válida en este caso.

Nota: los esfuerzos críticos deben ser menores que los esfuerzos de fluencia del material (límite proporcional), ya que el material debe comportarse elásticamente.

Condición: $\sigma_{cr} \leq \sigma_{fmaterial}$

Como se puede observar en la figura siguiente, referido a los casos de carga según Euler:

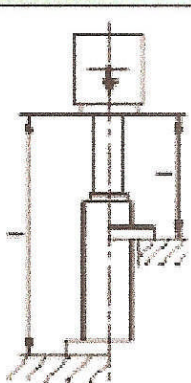
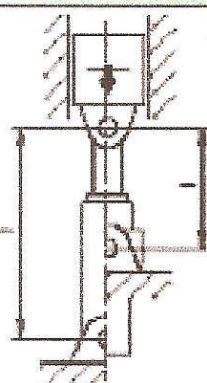
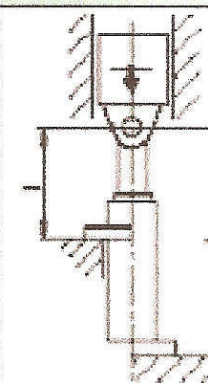
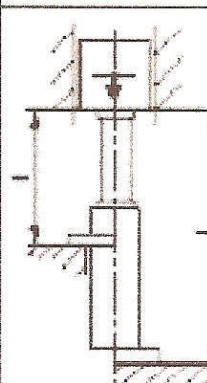
SOLICITACIONES DE EULER				
Situación de montaje	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
				
	Un extremo fijo y un extremo libre	Dos extremo articulados	Un extremo articulado y un extremo fijo	Dos extremos fijos
	Long. Pandeo	Long. Pandeo	Long. Pandeo	Long. Pandeo
	$L_e = 2L$	$L_e = L$	$L_e = L\sqrt{1/2}$	$L_e = L/2$

Figura 3.7 Casos de Carga según Euler

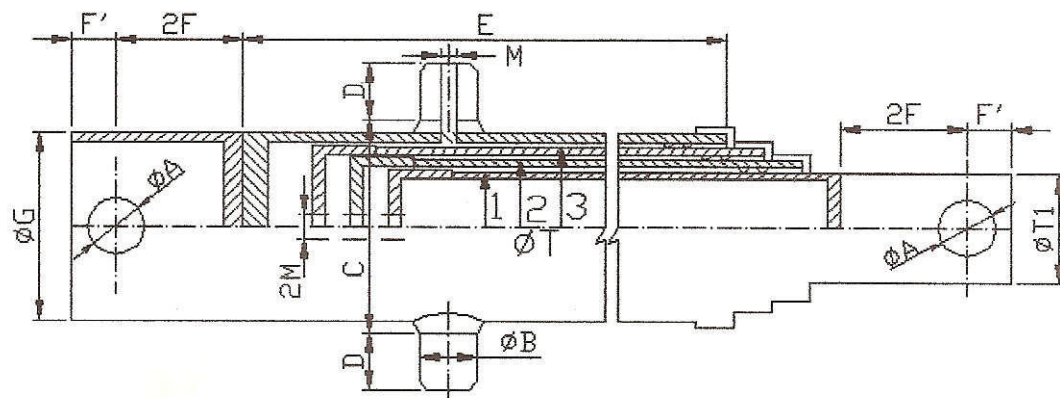


Figura 3.8 Detalle geométrico de un cilindro telescópico

Tabla 3.4 Referencia de las Dimensiones y Características de Cilindros Telescópicos

REFERENCIA	Y			OT					CARRERA	A	B	C	D	E	F	F'	G	M	Vol (l)	Peso (Kg)	Ton.
	H	I	B	1	2	3	4	5													
294	100	-	283	45	61				390	26	25	98	25	293	30	25	80	16x1.5	1.0	10.4	2.5
295	100	-	338	45	61				500	26	25	98	25	348	30	25	80	16x1.5	1.3	12.3	2.5
296	107	-	399	45	61				620	26	40	100	40	409	30	25	80	1/2	1.6	15.1	3
297	100	-	439	45	61				700	26	40	100	40	449	30	25	80	1/2	2	16.3	3
298	107	-	499	45	61				820	26	40	100	40	509	30	25	80	1/2	2.1	18.2	3
201	107	-	396	61	76				595	31	45	115	45	406	30	25	95	1/2	2.5	23	3.5
202	107	-	496	61	76				795	26	45	115	45	506	30	25	95	1/2	3.3	26	3.5
203	107	197	589	68	88				950	36	45	128	45	594	40	30	108	1/2	5.1	40	5
204	107	194	584	88	107				930	36	45	148	45	589	40	30	128	1/2	7.8	41	7
305	110	-	283	45	61	76			570	26	45	115	45	293	30	25	95	1/2	1.9	15.4	5
306	110	-	399	45	61	76			910	26	45	115	45	409	30	25	95	1/2	3.1	20.8	5.5
307	110	200	391	61	76	91			875	31	45	128	45	406	30	25	108	1/2	4.5	26	5
308	110	200	454	61	76	91			1060	36	45	128	45	469	30	30	108	1/2	5.5	30.1	6
310	110	200	413	68	88	107			895	36	45	148	45	418	40	30	128	1/2	6.2	37	6
311	110	200	502	68	88	107			1160	36	45	148	45	507	40	30	128	1/2	8.0	45	6
312	110	200	548	68	88	107			1300	36	45	148	45	553	40	30	128	1/2	9.0	49	7
313	110	200	540	88	107	126			1260	36	45	170	45	545	40	30	150	1/2	12.6	55	8
314	110	200	494	88	107	126			1125	36	45	170	45	499	40	30	150	1/2	11.2	52	9
315	110	200	579	88	107	126			1380	36	45	170	45	584	40	30	150	1/2	13.8	58	9
316	110	200	-	88	107	126			1710	45	45	170	45	694	50	35	150	1/2	17	72	10
317	-	200	-	107	126	147			1670	45	50	198	50	699	50	35	178	1/2	23.2	99	14
445	113	203	394	45	61	76	91		1190	26	45	128	45	409	30	25	108	1/2	5	25	6
447	113	209	449	61	76	91	107		1380	36	45	148	45	464	30	30	128	1/2	8.4	40	7
418	113	-	-	68	88	107	126		910	36	45	170	45	349	40	30	150	1/2	7.7	43	9
419	113	203	497	68	88	107	126		1520	36	45	170	45	502	40	30	150	1/2	12.9	61	10
420	113	203	543	68	88	107	126		1705	36	45	170	45	548	40	30	150	1/2	14.5	64	12
421	113	203	582	68	88	107	126		1860	36	45	170	45	587	40	35	150	1/2	15.8	71	12
451	113	203	-	68	88	107	126		2305	36	45	170	45	697	50	35	150	1/2	19.7	81	13
422	-	203	494	88	107	126	147		1470	45	50	198	50	507	50	35	178	1/2	17.6	77	12
423	-	203	579	88	107	126	147		1810	45	50	198	50	592	50	35	178	1/2	21.7	88	14
424	-	203	-	88	107	126	147		2250	45	50	198	50	702	50	35	178	1/2	27	103	16
425	-	203	-	107	126	147	170		2200	45	50	238	50	702	50	35	204	1/2	36	134	24
426	-	203	-	107	126	147	170		1760	45	50	238	50	592	50	35	204	1/2	29.5	116	22
429	-	203	-	107	126	147	170		2590	45	50	238	50	802	50	35	204	1/2	46	130	25
525	-	206	-	88	107	126	147	170	1805	45	50	238	50	510	50	35	204	1/2	25.8	104	19
526	-	206	-	88	107	126	147	170	2230	45	50	238	50	595	50	35	204	1/2	31.9	120	20
527	-	206	-	88	107	126	147	170	2780	45	50	238	50	705	50	35	204	1/2	39.9	140	22
528	-	206	-	88	107	126	147	170	2035	45	50	238	50	556	50	35	204	1/2	29	111	20

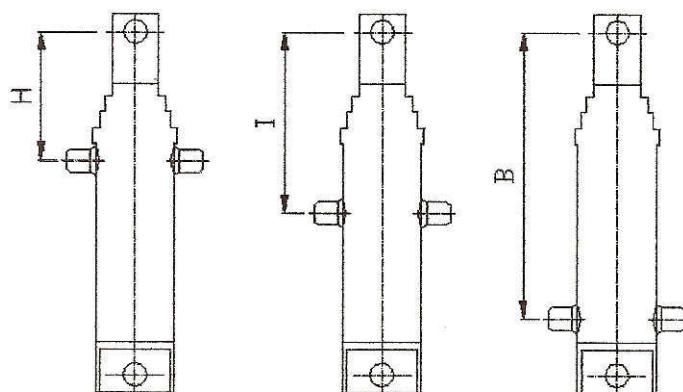


Figura 3.9 Detalles geométricos de ubicación de la tubería de conexión

De la tabla 3.4 y de las figuras 3.8 y 3.9 se obtiene las características y dimensiones de los cilindros telescópicos, donde:

- V = posición vertical del cilindro
- H, I, B = ubicación de la tubería de conexión del cilindro (mm)
- $\varnothing T1, 2, 3, 4, 5$ = diámetro exterior de los cilindros (mm)
- Carrera = longitud que toma los cilindros al extenderse (mm)
- A, B, C, E, F, F', G = dimensiones que toma los cilindros, orificio de fijación del vástago, orificio de fijación de la base, y conexión de la tubería (mm)
- M = orificio de la tubería de conexión (pulgadas)

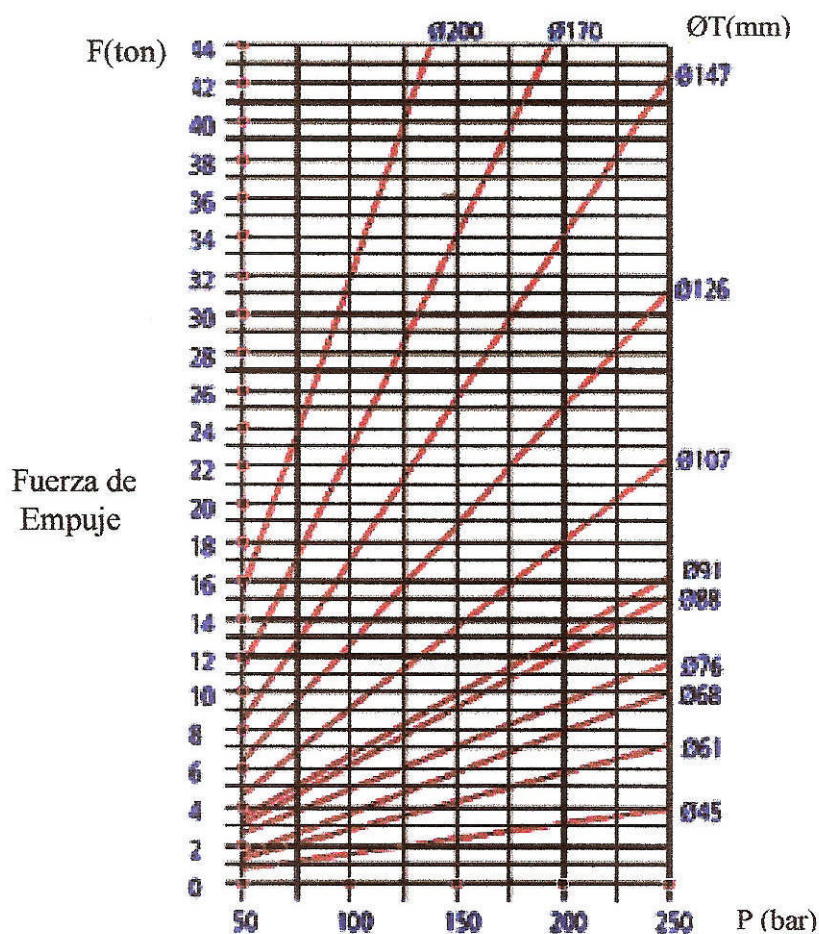


Figura 3.10 Fuerza versus Presión

3.7 APLICACIÓN NUMÉRICA

Cálculo del Diámetro del Vástago

El vástago es un cilindro de acero tipo ST 42-1, que va soportar una carga de compresión de 10 toneladas, cuenta con una bomba que trabaja con una presión de servicio de 160 bar en el circuito hidráulico, se desea conocer el diámetro del vástago.

Datos:

$$\begin{aligned} F &= 10 \text{ Tn} = 10000 \text{ Kg} \\ P &= 160 \text{ bar} = 163.2 \text{ Kg/cm}^2 \\ 1 \text{ bar} &= 1.02 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Ingresando a la Figura 3.9 con los datos de fuerza y la presión se obtiene el diámetro del vástago, cuyo valor es:

$$D_e = 88 \text{ mm} = 8.8 \text{ cm}$$

También haciendo uso de la ecuación 1.2 se obtiene el diámetro

$$P = \frac{F}{A} \longrightarrow A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{\pi}{4} D_e^2 \text{ en la anterior ecuación:}$$

$$D_e = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}}$$

Reemplazando datos:

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot 10000 \text{ kg}}{\pi \cdot 163.2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}} = 8.83 \text{ cm}$$

$$D_e = 88.3 \text{ mm} \approx 88 \text{ mm}$$

Cálculo del Espesor del Cilindro de vástago

De la tabla 3.1, el esfuerzo de tracción de diseño del acero (St 42-1) es:

$$\sigma_t = 13.67 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$D_m = D_e - e$$

$$D_m = 88 \text{ mm} - e$$

$$P = 163.2 \text{ Kg/cm}^2$$

De la ecuación (3.4)

$$e = \frac{PD_m}{2\sigma_d}$$

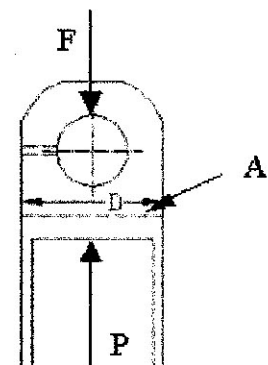


Figura 3.11 Vástago

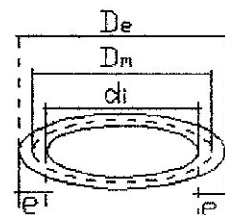


Figura 3.12 cilindro del vástago

Reemplazando

$$e = \frac{163.2 \frac{kg}{cm^2} (88mm - e)}{2 \times 13.67 \frac{kg}{mm^2} \times 100 \frac{mm^2}{cm^2}}$$

$$2734 e = 14361.6 mm - 163.2 e$$

$$e = 4.96 mm$$

El espesor comercial de un cilindro es, $e = 1/4'' = 6.35 mm$, se conoce el diámetro exterior del vástago 88 mm, de la tabla 3.3 el diámetro interior es 77 mm, entonces se deduce que el espesor mas adecuado es, $e = 5.5 mm$

Cálculo de la Longitud del Cilindro

Dado que el vástago realiza el trabajo, se considera como un cilindro único, para calcular la longitud por la formula de Euler, y debe cumplir con la condición de $(L/r)_{ac} \geq 89$, de la ecuación (3.9)

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{cr} = \frac{\pi^2 E}{n(KL/r)^2}$$

Datos:

$$F = 10000 Kg$$

$$A = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - d_i^2), \text{ área transversal del vástago}$$

$$D_e = 8.8 cm$$

$$d_i = 7.7 cm$$

$$A = 14.25 cm^2$$

$$E = 20.4 \times 10^5 Kg/cm^2$$

$$\pi = 3.1415$$

$$K = 1$$

$$n = 3.5, \text{ coeficiente de seguridad}^4$$

Reemplazando:

$$\left(\frac{10000kg}{14.25cm^2}\right) = \frac{3.1415^2 \times 20.4 \times 10^5 kg/cm^2}{3.5 \times (L/r)^2}$$

Desarrollando:

$$(L/r) = 90.5, \text{ relación de esbeltez}$$

El valor hallado de la **Relación de Esbeltez** cumple con la condición de $(L/r)_{ac} \geq 89$, el cilindro tiene un comportamiento elástico, es valido por lo tanto el uso de la fórmula de Euler.

Cálculo del radio de giro del cilindro:

$$r = \frac{\sqrt{D_e^2 + d_i^2}}{4}$$

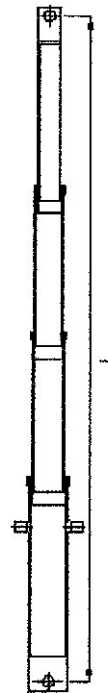


Figura 3.13

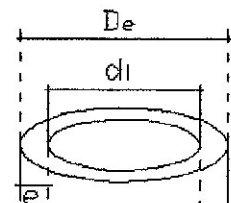


Figura 3.14 Cilindro vástago

⁴ Coeficiente de seguridad recomendada, SPERRY VICKERS. 1992. Curso de Introducción a la Oleohidráulica. Nueva York, USA.

$$r = \frac{\sqrt{8.8^2 + 7.7^2}}{4} = 2.90 \text{ cm}$$

Cálculo de la longitud del cilindro, reemplazando el radio giro en la relación de esbeltez hallado:

$$L = 90.5 \times 2.90 \text{ cm}$$

$$L = 262.5 \text{ cm} = 2625 \text{ mm}$$

También de la ecuación 3.9

$$\sigma_{cr} = \left(\frac{F}{A} \right)_{cr}$$

$$F = 10000 \text{ kg}$$

$$A = 14.25 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{cr} = \left(\frac{10000 \text{ Kg}}{14.25 \text{ cm}^2} \right)_{cr}$$

$$\sigma_{cr} = 701.7 \text{ kg/cm}^2$$

De la tabla 3.1 el esfuerzo de fluencia de diseño: $\sigma_f = 800 \text{ Kg/cm}^2$, se cumple con la condición de Euler $\sigma_{cr} \leq \sigma_f$

Cálculo de la Carga Crítica

La ecuación (3.9)

$$\sigma_f = \left(\frac{F}{A} \right)_{cr} \rightarrow F_{cr} = A\sigma_f$$

$$A = 14.25 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_f = 800 \text{ Kg/cm}^2$$

Reemplazando:

$$F_{cr} = 14.25 \text{ cm}^2 \times 800 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$F_{cr} = 11400 \text{ Kg}$, una carga superior a esta se producirá problemas en el cilindro.

Cálculo de las dimensiones del cilindro telescópico

Ingresando en la tabla 3.4, el dato del diámetro del vástago y la fuerza máxima a levantar se obtiene la característica de las dimensiones del cilindro. REFERENCIA 316

De la figura 3.8 y la tabla 3.4, el tamaño longitudinal extendido del cilindro es:

Carrera	= 1710 mm
Long. Cilindro Madre	= 694 mm
Espacio fijación vástago	= 100 mm
Espacio fijación base	= <u>100 mm</u>
Long. Total Cilindro (Lt)	2604 mm


$$L - L_t = 21 \text{ mm} = 2.1 \text{ cm}$$

36

$$A_v = A_{b1} - A_o$$

A_v = área del vástago

A_{b1} = área del embolo base

A_o = área del orificio

$$\frac{\pi}{4} 88^2 = \frac{\pi}{4} D_{b1}^2 - 16^2$$

$$D_{b1} = 89.9 \text{ mm} \approx 90 \text{ mm}$$

Como se requiere que el mecanismo se mantenga lineal y tenga estanqueidad, se recomienda una holgura entre 2 a 5 mm entre el embolo base y el diámetro interior del cilindro.

Cilindro 2

De la tabla 3.3, el diámetro interior del cilindro $d_{i2} = 96 \text{ mm}$, holgura de 3 mm, de la tabla 3.4, $D_{e2} = 107 \text{ mm}$, el espesor $e = 5.5 \text{ mm}$.

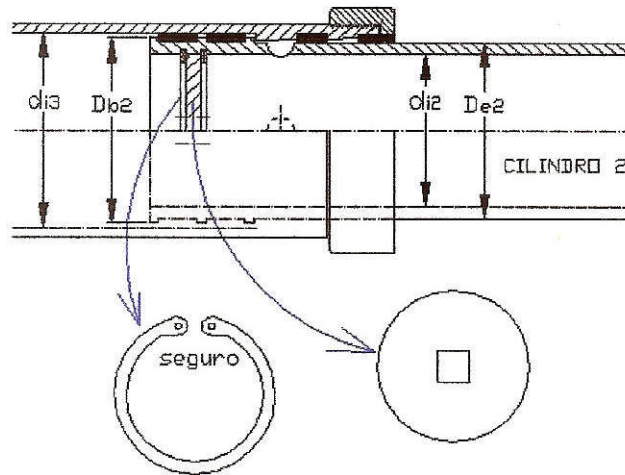


Figura 3.17

Calculo de D_{b2} :

El tamaño del embolo base es equivalente al área del cilindro 2

$$A_{c2} = A_{b2} - A_o$$

A_{c2} = área del cilindro 2

A_{b2} = área del embolo base

A_o = área del orificio

$$\frac{\pi}{4} 107^2 = \frac{\pi}{4} D_{b2}^2 - 16^2$$

$$D_{b2} = 108.5 \text{ mm} \approx 109 \text{ mm}$$

Cilindro 3

De la tabla 3.4, el diámetro interior del cilindro 3 $d_{i3} = 115 \text{ mm}$, holgura de 3 mm, de la tabla 3.4, $D_{e3} = 126 \text{ mm}$, el espesor $e = 5.5 \text{ mm}$.

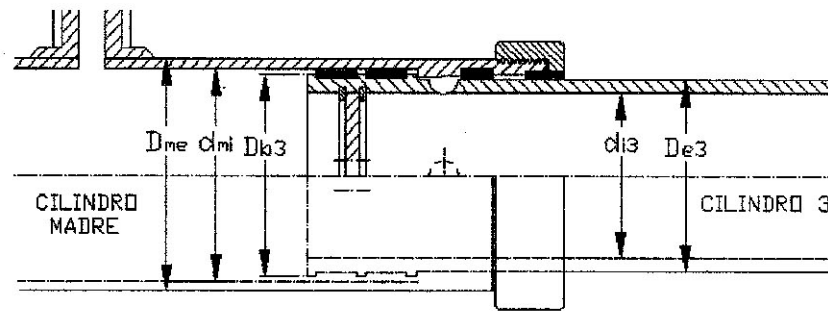


Figura 3.18

Calculo de D_{b3} :

El tamaño del embolo base es equivalente al área del cilindro 3

$$A_{c3} = A_{b3} - A_o$$

A_{c3} = área del cilindro 3

A_{b3} = área del embolo base

A_o = área del orificio

$$\frac{\pi}{4} 126^2 = \frac{\pi}{4} D_{b3}^2 - 16^2$$

$$D_{b3} = 127.3 \text{ mm} \approx 128 \text{ mm}$$

Cilindro madre

El diámetro interior del cilindro madre de la tabla 3.3, $d_{mi} = 134 \text{ mm}$, holgura 3 mm

Calculo del espesor, de la ecuación (3.4)

$$e = \frac{PD_m}{2\sigma_{dt}}$$

$$\sigma_t = 13.67 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$P = 163.2 \text{ kg/cm}^2$$

$$D_m = D_i + e = 134 \text{ mm} + e \text{ (diámetro medio)}$$

Reemplazando

$$e = \frac{163.2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} (134 \text{ mm} + e)}{2 \times 13.67 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \times 100 \frac{\text{mm}^2}{\text{cm}^2}}$$

$e = 7.55 \text{ mm} \approx 8 \text{ mm}$, se comprueba que es el mismo al valor de la tabla 3.3

$$D_{me} = 150 \text{ mm}$$

Se considera el valor hallado, debido que este cilindro soportara las sobre presiones que se produciría en el mecanismo, además en ella se va adaptar las conexiones de tubería y una de las articulaciones de fijación. Mientras que los dos cilindros intermedios sólo son de apoyo. (ver planos, anexos A y B)

CAPÍTULO IV

MONTAJE

El montaje de los cilindros hidráulicos, habrá que considerar diversos criterios como: según el modo de fijación, Una operación de montaje incorrecto producirá fallos prematuros en el cilindro.

4.1 INDICACIONES DE MONTAJE DEL CILINDRO

Pasos a seguir para el montaje del cilindro:

- Asegurar que todas las partículas férricas y otros contaminantes sean eliminados de los alojamientos de las juntas antes de proceder el montaje de las mismas.
- Comprobar que el alojamiento de la junta no este deteriorado. Eliminar los cantos vivos y rebabas, fijando particular atención en las ranuras y filetes de rosca. Sobre los que ha de deslizarse la junta para su montaje
- Limpiar todas las áreas de alojamiento así como las superficies adyacentes.
- Asegurarse de que el sistema hidráulico al que se va acoplar el cilindro esté asimismo, libre de impurezas.
- Cuando la diferencia entre el diámetro de filete de rosca y el interior de la junta sea mínima, se ha de preveer algún tipo de protección sobre la rosca, como una manga de montaje de plástico duro o similar.
- Comprobar que el diseño y material de las juntas sean los adecuados para las prestaciones exigidas al cilindro.
- Asegurarse que las juntas hayan estado correctamente almacenadas y no presentan ningún tipo de deformación en el momento de montaje.
- Engrasar la junta y su alojamiento antes del montaje con aceite o grasa compatibles.
- El montaje se iniciara del cilindro menor al mayor, colocando las juntas y sellos, de acuerdo como indica el plano de despiece.
- Se continuara con los siguientes cilindros mayores colocando los seguros de las tapas de la base y juntas de los pistones.

- Cuando los cilindros estén montados asegurarse de que las juntas no estén sometidas a mala alineación o deformación, manteniendo el lugar limpio.
- El uso de palancas metálicas no es recomendable, en caso de tener que utilizarse, cuidar de que no presente rebabas o muescas. Una vez usadas, comprobar que las partes metálicas del alojamiento no hayan sido dañados.

4.2 MODOS DE FIJACIÓN DE UN CILINDRO TELESCÓPICO

Existen diversos tipos de fijación para el montaje de cilindros los cuales proporcionan flexibilidad para ajustarlos, pudiendo establecerse dos grupos: fijos y oscilantes

La fijación oscilante permite la transmisión de esfuerzos en todas las direcciones pero en un mismo plano. A continuación damos a conocer los modos posibles para la fijación de nuestro cilindro.

Modos de fijación de un cilindro telescópico de construcción redonda

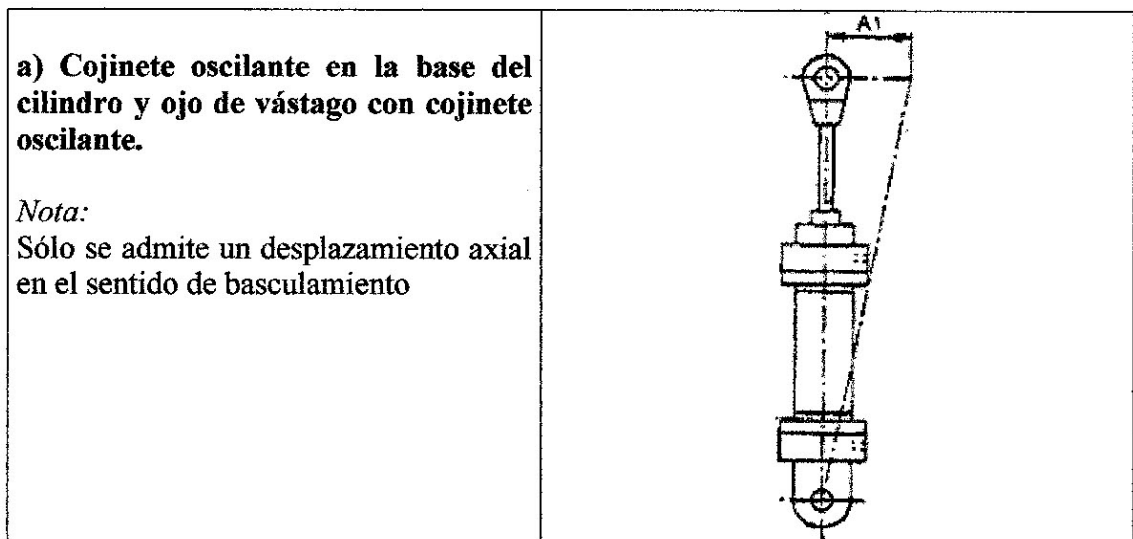


Figura 4.1

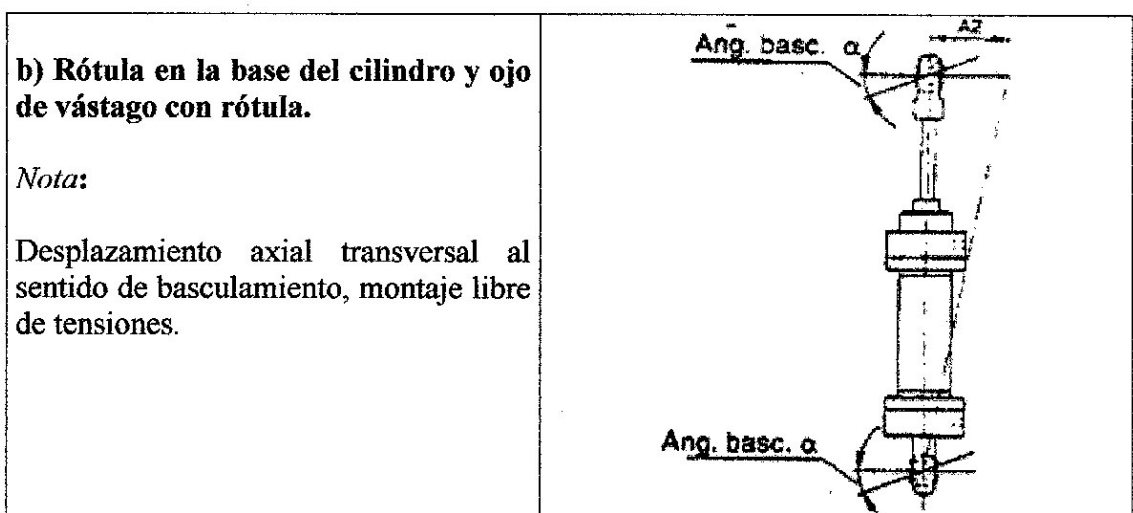


Figura 4.2

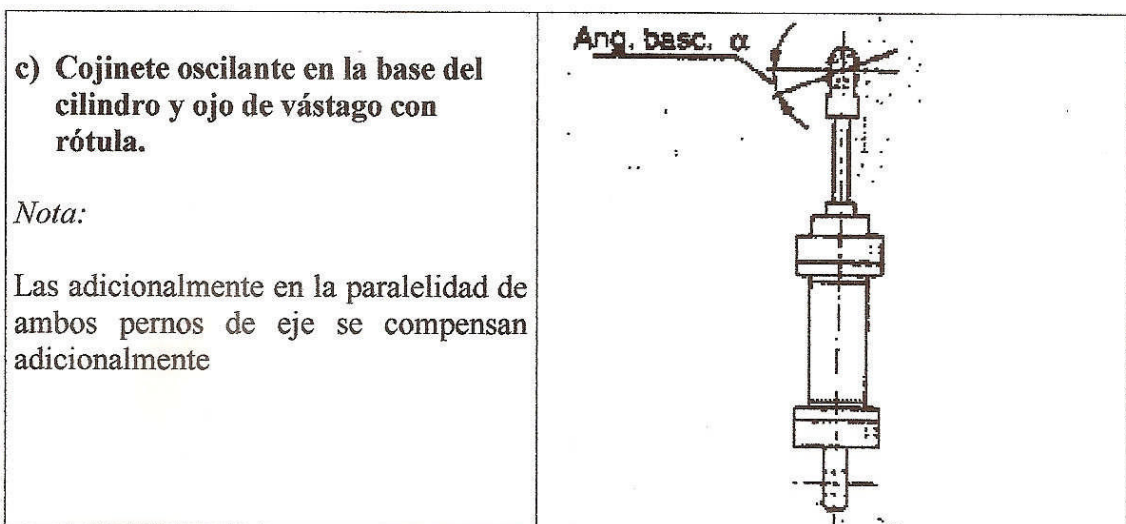


Figura 4.3

En nuestro caso la fijación mas adecuada es similar al de la figura 4.1, cojinete oscilante en la base del cilindro y ojo de vástago con cojinete oscilante.

En el volquete se fijara la base del cilindro hidráulico con un pasador (pin) sobre el bastidor y de igual manera se fijara con un pasador (pin) el vástago del cilindro y la tolva del volquete. (ver anexo C)

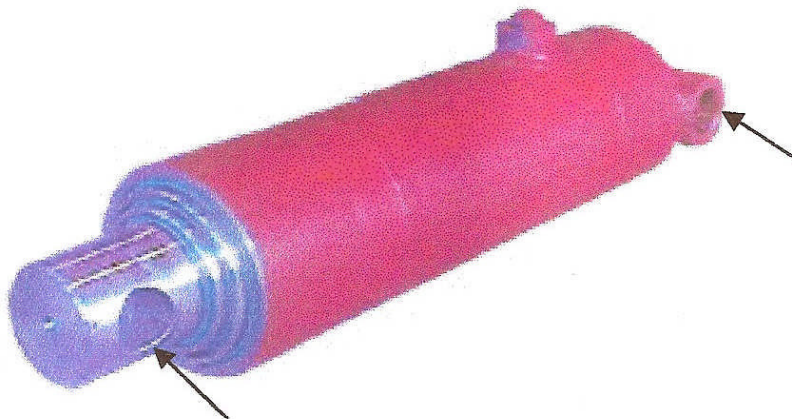


Figura 4.4 Puntos de fijación de un cilindro telescópico



Figura 4.5 Volquete con tolva levantada



Figura 4.6 Volquete en posición de avance.

CONCLUSIONES

- Los cilindros telescópicos, son de una construcción especial, en la cual la barra telescópica alcanza una gran carrera utilizando un reducido espacio para su montaje. Están formados por lo menos, por dos pistones metido uno dentro del otro.
- Los cilindros telescópicos se fabrican en longitudes variables, en función de la carrera total necesaria y de la colocación permitida en los equipos mecánicos.
- Para la selección del modelo del cilindro es muy importante analizar las condiciones de trabajo del cilindro, indicando: tipo de fluido, presión de funcionamiento, esfuerzo a realizar, recorrido del cilindro y tipo de amarre.
- En los cilindros hidráulicos el cálculo básicamente se realiza según las formulas de Euler, la condición es $(L/r)_{cr} \geq 89$ para ser consideradas como barras esbeltas. Si la relación de esbeltez $(L/r)_{cr} \leq 89$, entonces el cilindro es de longitud corta y tensión de pandeo no elástica, que se rigen de otras ecuaciones para su cálculo.
- También el esfuerzo crítico debe ser menor que del esfuerzo de fluencia del material $\sigma_{cr} \leq \sigma_f$, condición de Euler, para que el esfuerzo en el cilindro permanezca elástico.
- En el cálculo se considera al cilindro telescópico como una sola columna, y las dimensiones del vástago como datos de dicha columna, es la que realiza el trabajo, los cilindros intermedios solo son de apoyo.
- La Carga crítica es independiente de la resistencia del material, mas bien dependen sólo de las dimensiones de I (momento de inercia) y L (Longitud efectiva) y módulo de elasticidad E del material. Por tanto, las columnas eficientes se diseñan de tal manera que la mayor parte de su área transversal quede lo mas alejada posible de los ejes centroidales principales de la sección. Esta es la razón por lo que las secciones tubulares son mas económicas que las sólidas.

RECOMENDACIONES

- Realizar los cálculos de tamaño del cilindro, y comprobar dichos resultados con las tablas y gráficos.
- En la construcción del cilindro usar materiales indicados, de resistencia especificada y garantizada.
- Usar aceite de las especificaciones y cantidad recomendada.
- Verificar las posibles fugas de aceite por las conexiones, cilindros, empaquetaduras.
- Verificar la máxima presión de trabajo del sistema hidráulico usando instrumentos y personal especializado.
- Recuerde que el enemigo número uno del Sistema Hidráulico es la suciedad.

BIBLIOGRAFÍA

CARNICER ROYO, E. y MAINAR HASTA, C. 1998. Oleohidráulica. Madrid, España; Editorial Paraninfo.

SPERRY VICKERS. 1992. Curso de Introducción a la Oleohidráulica. Nueva York, USA.

ROCA RAVEL, Felipe. 1999. Oleohidráulica Básica. Barcelona, España; Ediciones UPC.SL.

HIBBELER, R. C. 1998. Mecánica de Materiales. México, D. F.; Editorial Prentice Hall.

BEER, Ferdinand P. 1981. Mecánica de Materiales. Bogota, Colombia; Mc Graw – Hill.

HAMM, G. y BURK, G. 1995. Tablas Técnicas del Automóvil. 14ª edición. Boom; Cooperación Técnica Alemana.

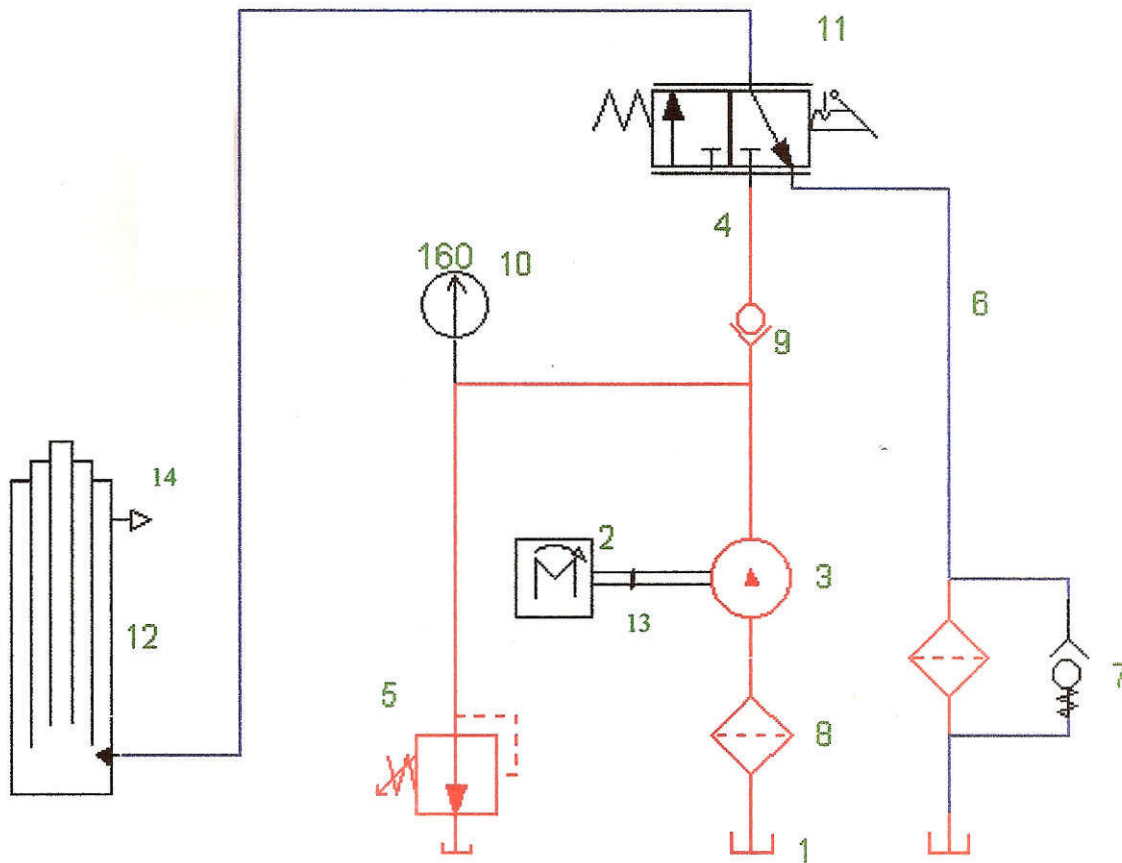
MOTT, ROBERT L. 1996. Resistencia de Materiales Aplicadas. 3ª edición. México Editorial Prentice Hall Hispanoamérica S.A.

ANEXOS

- A. Sistema Hidráulico de la tolva de un volquete (posición de avance)
- B. Sistema Hidráulico de la tolva de un volquete (posición de elevación)
- C. Esquema de fijación del cilindro telescópico
- D. Cálculo de la fuerza mínima que necesita el cilindro para levantar una carga
- E. Propiedades del cilindro

Anexo A

Sistema Hidráulico de la tolva de un volquete (posición de avance)

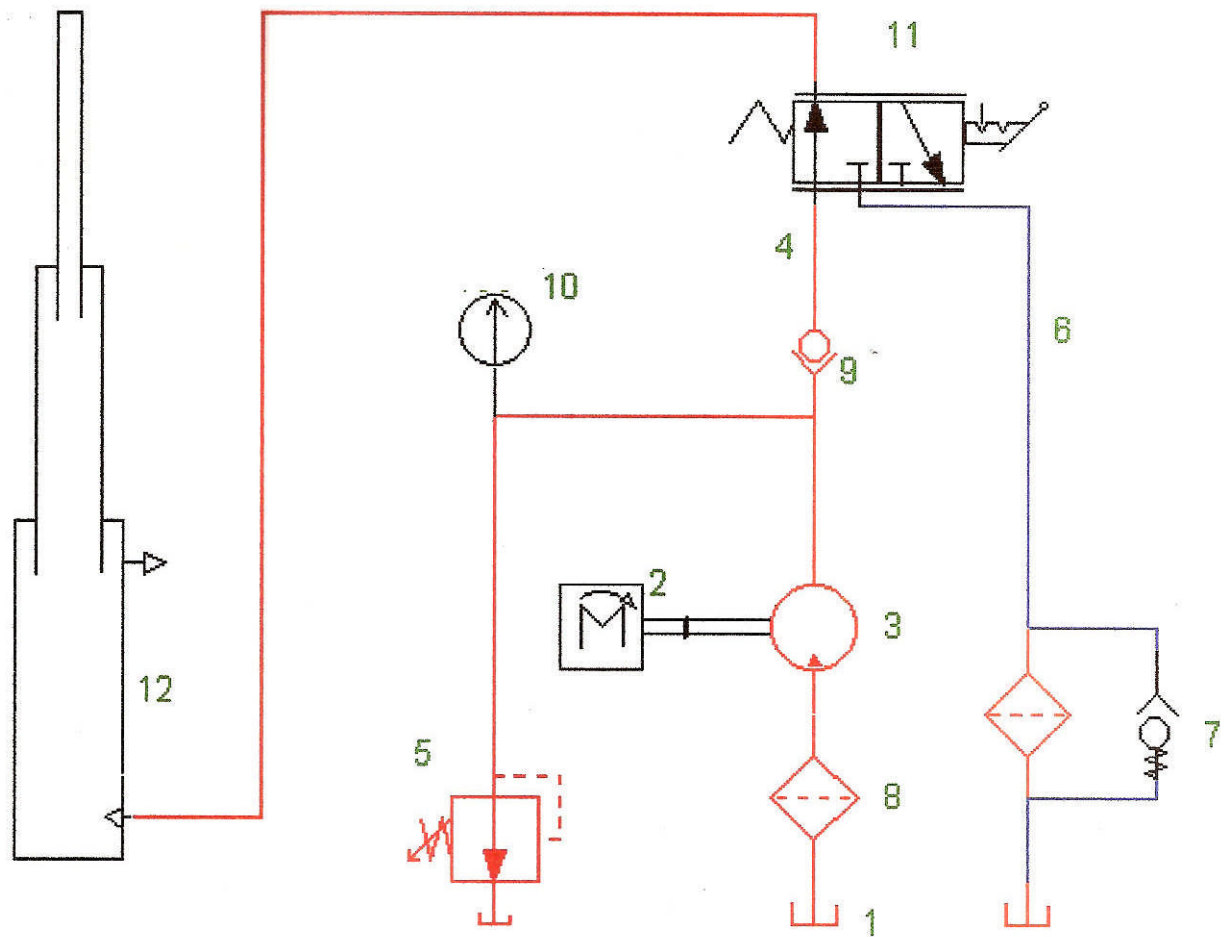


Componentes:

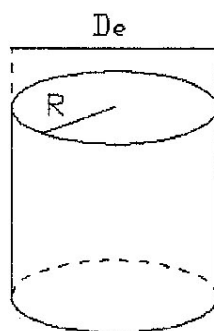
1. Depósito de aceite
2. Motor Térmico (Diesel)
3. Bomba de engranajes
4. Línea de conducción del aceite a presión
5. Válvula limitadora de presión mando directo y drenaje interno
6. Línea de retorno del aceite
7. Válvula antirretorno mas la fuerza del resorte
8. Filtro de succión
9. Válvula antirretorno libre
10. Manómetro
11. Válvula proporcional de control direccional 3/2 (3 empalmes, 2 posiciones extremas y infinitas intermedias)
12. Actuador (cilindro telescópico)
13. Eje de transmisión
14. Punto de purga

Anexo B

Sistema Hidráulico de la tolva de un volquete (posición de elevación)



Anexo C Propiedades del Cilindro



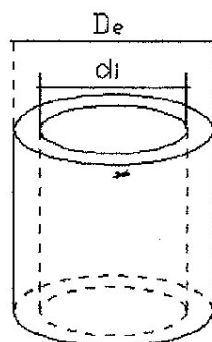
Cilindro Sólido

$$A = \frac{\pi}{4} D_e^2$$

$$I = \frac{\pi D_e^4}{64}$$

$$r = \frac{D_e}{4} = \frac{R}{2}$$

$$\text{Circunferencia} = \pi D_e = \pi 2R$$



Cilindro Hueco

$$A = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - d_i^2)$$

$$I = \frac{\pi (D_e^4 - d_i^4)}{64}$$

$$r = \frac{\sqrt{D_e^2 + d_i^2}}{4}$$

A = Área

I = Momento de inercia

r = Radio de giro

$r = \sqrt{I/A}$

D_e = Diámetro exterior

D_e = Diámetro interior